

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-171377

(43)Date of publication of application : 26.06.2001

(51)Int.Cl.

B60K 17/356

B60K 17/34

B60K 41/00

B60K 41/28

B60L 11/14

B60L 15/20

F02D 29/02

F02D 41/04

(21)Application number : 2000-308305

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 06.10.2000

(72)Inventor : MIKAMI TSUYOSHI
KAWABATA TAKUJI

(30)Priority

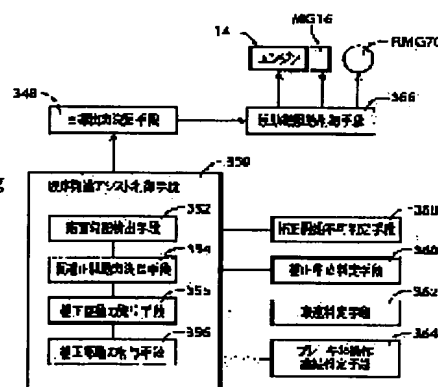
Priority number : 11287930 Priority date : 08.10.1999 Priority country : JP

(54) DRIVE CONTROLLER FOR VEHICLE AND CONTROLLER FOR FOUR WHEEL DRIVE VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a drive controller for a vehicle suppressing the vehicle from rolling backward and accurately informing a driver of a road gradient.

SOLUTION: In this driving force control of the vehicle, when performing drive control of the vehicle applying a driving force to a driving wheel of the vehicle in accordance with a fore and aft acceleration G_{xstp} during stoppage which represents the road gradient, the driving force $FT2(=FT1+dF)$ of the vehicle is set by a slope starting assist control means 350 so that a backing vehicle speed is a positive predetermined vehicle speed or less in a climbing start of the vehicle. By this, the vehicle is slightly backed up at the predetermined vehicle speed or less before an accelerator pedal 12 is stepped on when starting the vehicle on a slope, and so, the vehicle is suppressed from rolling backward and the driver is accurately informed of the road gradient. Thus, the driver can pedal on the accelerator in accordance with the road gradient when starting the vehicle.



* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1]In a drive controlling device of vehicles which give driving force to a driving wheel corresponding to a road grade at the time of start to the direction of a climb, A drive controlling device of vehicles setting up this driving force the vehicle speed of the direction of driving down slope, below a predetermined vehicle speed with it, or below specified acceleration become when giving driving force corresponding to a road grade. [than these zero]

[acceleration larger than zero and and] [larger]

[Claim 2]A drive controlling device of vehicles of claim 1 which is that to which a drive controlling device of said vehicles sets said driving force when a road grade is in a prescribed range.

[Claim 3]A drive controlling device of vehicles of claim 1 or 2 in which said predetermined vehicle speed is several kilometers/h.

[Claim 4]A drive controlling device of vehicles of claim 1 or 2 in which said specified acceleration is a $1-m[\text{ }] \text{ sec}^2$ grade.

[Claim 5]A drive controlling device of one vehicles of claims 1 thru/or 4 which are what will stop grant of driving force corresponding to said road grade if the vehicle speed becomes higher than a predetermined value at the time of start to the direction of a climb of said vehicles.

[Claim 6]A drive controlling device of vehicles stopping grant of driving force corresponding to a road grade during a stop in a drive controlling device of vehicles which give driving force to a driving wheel corresponding to a road grade at the time of start when non operation duration time of a brake pedal is longer than a predetermined value.

[Claim 7]In a drive controlling device of vehicles which give driving force to a driving wheel corresponding to a road grade at the time of start, A drive controlling device of vehicles raising driving force promptly when performing grant of driving force corresponding to a road grade, and decreasing driving force gently at the time of a stop of grant of driving force corresponding to a road grade.

[Claim 8]A drive controlling device of one vehicles of claims 1 thru/or 6 characterized by stopping grant of driving force corresponding to a road grade when target driving force which a driver demands is beyond a predetermined value.

[Claim 9]In a control device of a four-wheel drive car which enabled a drive of either a front wheel or a rear wheel by the 1st motor, and enabled a drive of another side by the 2nd motor, A control device of four-wheel-drive vehicles controlling driving force which should ask for target driving force based on an operation grade and the vehicle speed of an output control means of a driver, and should be outputted from the front-wheel and rear wheel side based on this target driving force based on a road grade at the time of vehicle departing.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.*** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention]Especially this invention relates to the control technique which gives the driving force corresponding to a road grade automatically at the time of vehicle departing about the drive controlling device of vehicles.

[0002]

[Description of the Prior Art]In order for vehicles to slip down on the occasion of ramp start, namely, to prevent retreat, the drive controlling device for vehicles which gave torque to the electric motor formed in vehicles is proposed. For example, the drive controlling device indicated to JP,7-322404,A is it. According to this, if the shearing omission of vehicles is judged, the output torque of the electric motor for a drive is amended so that vehicles can stop an inclination way in the state of getting into the accelerator pedal slightly, and ramp start will come to be performed, without requiring skill.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention]However, in the above-mentioned conventional drive controlling device, Since the output torque of the electric motor for a drive was automatically amended so that vehicles could stop an inclination way, even if the driver was a comparatively sudden road grade, he took for the flat road, and there was room for an improvement of causing confusion to the treading-in condition of the accelerator pedal at the time of vehicle departing.

[0004]The place which succeeded in this invention against the background of the above situation, and is made into the purpose has the bottom of the shearing of vehicles in providing the drive controlling device of the vehicles with which the driver enabled it to get to know a road grade correctly while ** is controlled.

[0005]

[The 1st means for solving a technical problem] The place made into the gist of this invention for attaining this purpose, In the drive controlling device of the vehicles which give driving force to a driving wheel corresponding to a road grade at the time of start to the direction of a climb, When giving driving force corresponding to a road grade, it is in setting up the driving force below a predetermined vehicle speed with it or below specified acceleration with larger acceleration of the direction of driving down slope than zero become. [than zero] [the vehicle speed of the direction of driving down slope larger than zero and and] [larger]

[0006]

[The 1st effect of the invention] If it does in this way, when giving driving force corresponding to a road grade at the time of start of the vehicles of the direction of a climb, From the driving force of vehicles, i.e., the driving force of a motor, being set up below a predetermined vehicle speed with it or below specified acceleration with larger acceleration of the direction of driving down slope than zero become. [than zero] [the vehicle speed of the direction of driving down slope larger than zero and and] [larger] Since it is slightly retreated below with a predetermined vehicle speed before treading in of an accelerator pedal on the occasion of ramp start of vehicles, while ** is controlled for the bottom of the shearing of vehicles, a driver can know a road grade correctly. For this reason, the driver can break in according to ramp inclination when departing from the direction of Tosaka of vehicles.

[0007]

[The 2nd means for solving a technical problem] The place made into the gist of the 2nd invention for attaining the above-mentioned purpose, It is in stopping grant of the driving force corresponding to a road grade during a stop, when the non operation duration time of a brake pedal is longer than a predetermined value in the drive controlling device of the vehicles which give driving force to a driving wheel corresponding to a road grade at the time of start of the direction of a climb.

[0008]

[The 2nd effect of the invention] If it does in this way, since ** is permitted, in the state where there is no advance intention from grant of the driving force corresponding to a road grade being stopped during a stop of vehicles when the non operation duration time of a brake pedal is longer than a predetermined value, the bottom of a shearing can tell a driver about the grade of a road grade.

[0009]

[The 3rd means for solving a technical problem] The place made into the gist of the 3rd invention for attaining the above-mentioned purpose, In the drive controlling device of the vehicles which give driving force to a driving wheel

corresponding to a road grade at the time of start of the direction of a climb, It is in grant of the driving force corresponding to a road grade raising driving force promptly at the time of an execution start, and decreasing driving force gently at the time of the stop of grant of the driving force corresponding to a road grade, or an end.

[0010]

[The 3rd effect of the invention] Driving force is raised promptly [if it does in this way / when giving driving force to a driving wheel corresponding to a road grade at the time of start of the direction of a climb], Since driving force is gently decreased at the time of the stop of grant of the driving force corresponding to a road grade, while control of ** is promptly performed for the bottom of the shearing in the time of climb way start, grant of driving force is stopped comfortable.

[0011]

[The 4th means for solving a technical problem] The place made into the gist of the 4th invention for attaining the above-mentioned purpose, In the control device of the four-wheel drive car which enabled the drive of either a front wheel or a rear wheel by the 1st motor, and enabled the drive of another side by the 2nd motor, It asks for target driving force based on the operation grade and the vehicle speed of an output control means of a driver, and is in having controlled the driving force which should be outputted from the front-wheel and rear wheel side based on the target driving force based on the road grade at the time of vehicle departing.

[0012]

[The 4th effect of the invention] If it does in this way, target driving force will be called for based on the operation grade and the vehicle speed of an output control means of a driver, Since the driving force which should be outputted from the front-wheel and rear wheel side based on the target driving force is controlled based on a road grade at the time of vehicle departing, the target driving force suitable for a driver's demand is called for appropriately, and it becomes the driving force distributing of a ring before and after suiting it at the time of an inclination start run.

[0013]

[Other modes of an invention] Here, suitably, the drive controlling device of the vehicles of the 1st invention sets up the driving force of vehicles corresponding to a road grade as the vehicle speed of the direction of driving down slope, for example, a retreat direction, becomes within the limits of a predetermined road grade below in a predetermined vehicle speed, or so that the acceleration of the direction of driving down slope may become below in specified acceleration. Since it will no longer be increased more than it by the driving force of the vehicles set up so that the vehicle speed of the direction of driving down slope may become below in a predetermined vehicle speed when a road grade exceeds a predetermined road grade if it does in this way, a driver can know a road grade much more correctly.

[0014] Said predetermined vehicle speed is 1 thru/or about 3 km/h in several kilometers, for example, crawling, suitably. Said specified acceleration is the fine acceleration of $/\text{sec}^2$ 1.0 m suitably. If it does in this way, the bottom of the shearing of a climb way will be controlled by the value with preferred **.

[0015] Suitably, at the time of start to the direction of a climb of said vehicles, if the vehicle speed becomes higher than a predetermined value, grant of the driving force corresponding to said road grade will be stopped. When doing in this way and vehicles are able to depart by the effect of the driving force corresponding to a road grade at the time of start, in it or later, grant of unnecessary driving force is stopped promptly.

[0016] Suitably, in said each invention, when the requested driving force which a driver demands is beyond the predetermined value which is not zero, grant of the driving force corresponding to a road grade is stopped. If it does in this way, when requested driving force will be within the limits from zero to a predetermined value, the driving force which becomes large corresponding to a road grade becoming large is given, and retreat (slipping down) of vehicles is prevented suitably.

[0017]

[The suitable embodiment of an invention] Hereafter, the example of this invention is described in detail, referring to drawings.

[0018] Drawing 1 is a main point figure explaining the composition of the power transmission device of the four-wheel-drive vehicles, i.e., an order wheel drive vehicle, with which the drive controlling device of one example of this invention was applied. Order [this] wheel drive vehicles are vehicles of the form of driving a front-wheel system with the 1st drive 10 provided with the 1st motor, i.e., the main drive, and driving a rear wheel system with the 2nd drive 12 provided with the 2nd motor, i.e., a subdrive.

[0019] The engine 14 which is an internal-combustion engine operated by burning the above-mentioned main drive 10 to air and the gaseous mixture of fuel, The same mind is equipped with the motor generator (henceforth MG) 16 which functions selectively as an electric motor and a dynamo, the double pinion type epicyclic gear drive 18, and the nonstep variable speed gear 20 to which a change gear ratio is changed continuously. The above-mentioned engine 14 functions as the 1st motor, i.e., a main motor, and MG16 is functioning as a motor which is a driving source of vehicles. The above-mentioned engine 14 is provided with the throttle actuator 21 which drives the throttle valve in order to change opening θ_{TH} of the throttle valve which controls the suction air quantity of the suction pipeline.

[0020] The above-mentioned epicyclic gear drive 18 is a synthetic partition system which compounds power mechanically or is distributed, The three rotating elements 24 independently provided in the circumference of a common axial center pivotable, i.e., the sun gear connected with the above-mentioned engine 14 via the damper gear 22, The carrier 28 with which it connected with the input shaft 26 of the nonstep variable speed gear 20 via the

1st clutch C1, and the output shaft of above-mentioned MG16 was connected, It has the flywheel starter gear 32 which are connected with the input shaft 26 of the nonstep variable speed gear 20 via the 2nd clutch C2, and are connected with the non rotary member 30, for example, housing, via the brake B1. The above-mentioned carrier 28 is supporting one pair of pinions (epicyclic gear) 34 and 36 which gear with the sun gear 24 and the flywheel starter gear 32, and gear mutually so that those rotation is possible. The 1st clutch C1 of the above, the 2nd clutch C2, and the brake B1 are hydraulic friction engaging devices which it is made to be engaged by pressing the file plate of two or more sheets which each piled up mutually by a hydraulic actuator, or are released by the press release.

[0021]MG16 connected with the above-mentioned epicyclic gear drive 18 and its carrier 28, When being generated by the carrier 28 so that the reaction force which is controlling the production of electricity of MG16 in the operating state of the engine 14, i.e., the rolling state of the sun gear 24, i.e., the rotation torque of MG16, may become large one by one, The electric torque converter (ETC) device which makes the number of rotations of the flywheel starter gear 32 increase smoothly, and makes smooth start acceleration of vehicles possible is constituted. this time — gear ratio ρ (number of teeth of the number of teeth / flywheel starter gear 32 of the sun gear 24) of the epicyclic gear drive 18 — for example, if 0.5 which is a general value, torque [of the flywheel starter gear 32]: — torque [of the carrier 28]: — since the torque of the engine 14 is amplified by $1 / \rho$ twice, for example, twice, and is transmitted to the nonstep variable speed gear 20 from the relation of torque $= 1/\rho : (1-\rho) / \rho : 1$ of the sun gear 24, it is called torque-amplification mode.

[0022]The above-mentioned nonstep variable speed gear 20 is provided with the variable pulleys 40 and 42 which are one pair variable in the effective diameter provided in the input shaft 26 and the output shaft 38, respectively, and the endless annular transmission belt 44 almost wound around these one pairs of variable pulleys 40 and 42. The fixed solids of revolution 46 and 48 by which these one pairs of variable pulleys 40 and 42 were fixed to the input shaft 26 and the output shaft 38, respectively, movable to an axial center direction and with the attachment **** movable solids of revolution 50 and 52 to relative rotating impossible to the input shaft 26 and the output shaft 38, at the circumference of an axial center so that a V groove may be formed among the fixed solids of revolution 46 and 48. It has one pair of oil hydraulic cylinders 54 and 56 which change the change gear ratio γ ($=$ input-shaft revolving speed / output shaft rotating speed) by giving a thrust to these movable solids of revolution 50 and 52, and changing, the diameter of charge, i.e., the effective diameter, of the variable pulleys 40 and 42.

[0023]The torque outputted from the output shaft 38 of the above-mentioned nonstep variable speed gear 20 is transmitted to one pair of front wheels 66 and 68 via the reduction gear 58, the differential gear mechanism 60, and one pair of axles 62 and 64. In this example, the steering gear which changes the rudder angle of the front wheels 66 and 68 is omitted.

[0024]The torque which said subdrive 12 was provided with the rear motor generator (henceforth RMG) 70 which functions as the 2nd motor, i.e., a submotor, and was outputted from the RMG70, It is transmitted to one pair of rear wheels 80 and 82 via the reduction gear 72, the differential gear mechanism 74, and one pair of axles 76 and 78.

[0025]Drawing 2 is a figure showing briefly the composition of the hydraulic control circuit for switching the epicyclic gear drive 18 of said main drive 10 to various operating modes. The manual valve 92 mechanically connected with the shift lever 90 operated by the driver to each range position of P, R, N, D, and B, Operation of the shift lever 90 is answered using the shuttle valve 93, The original pressure outputted from the lubricating oil pump which is not illustrated to the 1st pressure regulating valve 94 that regulates the pressure of the engagement pressure of the 1st clutch C1 in D range, B range, and R range is supplied, Original pressure is supplied to the 2nd pressure regulating valve 95 that regulates the pressure of the engagement pressure of the clutch C2 in D range and B range, and original pressure is supplied to the 3rd pressure regulating valve 96 that regulates the pressure of the engagement pressure of the brake B1 in N range, P range, and R range. The 2nd pressure regulating valve 95 of the above and the 3rd pressure regulating valve 96 control the engagement pressure of the 2nd clutch C2 and the brake B1 according to the output signal from the Lini Jesus Reid valve 97 driven with the hybrid controlling device 104, The 1st pressure regulating valve 94 controls the engagement pressure of the 1st clutch C1 by the hybrid controlling device 104 according to the output signal from the electromagnetism opening and closing valve 98 which is a cross valve by which a duty drive is carried out.

[0026]Drawing 3 is a figure explaining the composition of the control device formed in this example order wheel drive vehicle. The engine control system 100, the speed change controlling device 102, the hybrid controlling device 104, the accumulation-of-electricity control device 106, and the brake operating unit 108, It is what is called a microcomputer provided with CPU, RAM, ROM, and the I/O interface, and CPU processes an input signal according to the program beforehand memorized by ROM, using the temporary storage function of RAM, and performs various control. It is mutually connected so that communication is possible, and the above-mentioned control device will be suitably transmitted to the predetermined control device from other control devices, if a required signal is required from a predetermined control device.

[0027]The engine control system 100 performs engine control of the engine 14. For example, control the fuel injection valve which is not illustrated for injection quantity control, and the igniter which is not illustrated for ignition timing control is controlled, In order to reduce the output of the engine 14 temporarily so that the front wheels 66 and 68 under slip may grip a road surface, the throttle actuator 21 is controlled by traction control.

[0028]The above-mentioned speed change controlling device 102 from the relation set up beforehand become value that the tension of the transmission belt 44 of the nonstep variable speed gear 20 is required, and sufficient for example. While controlling the pressure regulating valve which regulates the pressure of belt tension pressure based on the output torque of actual change-gear-ratio γ , transmitting torque 14, i.e., engine, and MG16 and making

tension of the transmission belt 44 into the optimal value, From the relation beforehand remembered that the engine 14 operates along the rate curve of the minimum fuel consumption, or an optimum curve. Target transmission gear ratio γ is determined based on throttle valve opening θ_{TH} or the accelerator pedal control input ACC expressed as actual vehicle speed V and engine load, for example, throttle opening, θ , and the change gear ratio γ of the nonstep variable speed gear 20 is controlled so that the actual change gear ratio γ is in agreement with the target transmission gear ratio γ_{target} .

[0029]The above-mentioned engine control system 100 and the speed change controlling device 102, For example, while controlling the above-mentioned throttle actuator 21 and fuel oil consumption so that it moves along the best fuel consumption operation line shown in drawing 4, the working point, i.e., the operating point, of the engine 14, for example, the change gear ratio γ of the nonstep variable speed gear 20 is changed. According to the instructions from the hybrid controlling device 104, in order to change output torque TE or the number of rotations NE of the above-mentioned engine 14, the above-mentioned throttle actuator 21 and the change gear ratio γ are changed, and the operating point of the engine 14 is moved.

[0030]The MG control device 116 for the above-mentioned hybrid controlling device 104 to control the inverter 114 which controls the power generation current outputted to the accumulating electricity device 112 from the driving current supplied to MG16 from the accumulating electricity device 112 which comprises a cell etc., or its MG16, The RMG control device 120 for controlling the inverter 118 which controls the power generation current outputted to the accumulating electricity device 112 from the driving current supplied to RMG70 from the accumulating electricity device 112 or its RMG70 is included, the actuated valve position PSH of the shift lever 90, and a throttle (accelerator) — the opening θ (control input ACC of the accelerator pedal 122). While performing any one choice based on the vehicle speed V and amount SOC of accumulation of electricity of the accumulating electricity device 112 from the inside of two or more modes of operation shown in drawing 5, Based on throttle opening θ and control input BF of the brake pedal 124, the torque regenerative braking mode which generates a braking effort by torque required for power generation of MG16 or RMG70, or the engine brake mode which generates a braking effort by the rotational resistance torque of the engine 14 is chosen.

[0031]When the shift lever 90 is operated to B range or D range, for example to start of low loading or a constant-speed run, motor travel mode is chosen comparatively, By being made for the 1st clutch C1 to be engaged, and releasing both the 2nd clutch C2 and the brake B1, vehicles drive by MG16 chiefly. The case where amount SOC of accumulation of electricity of the accumulating electricity device 112 is in the insufficient state which was less than the lower limit set up beforehand in this motor travel mode, Since driving force is needed further, when starting the engine 14, it is switched to below-mentioned ETC mode or direct connection mode, and MG16 or RMG70 drive, maintaining the run till then, and the accumulating electricity device 112 is charged by the MG16 or RMG70.

[0032]To a middle load run or a heavy load run, direct connection mode is chosen comparatively, The epicyclic gear drive 18 is rotated in one by being made for both the 1st clutch C1 and the 2nd clutch C2 to be engaged, and releasing the brake B1, chiefly — the engine 14 — or charge of the accumulating electricity device 112 is performed by MG16 at the same time vehicles drive by engine 14 and MG16 or vehicles drive with the engine 14 chiefly. In this direct connection mode, since the number of rotations NMG (rpm) of the sun gear 24, i.e., the engine speed value NE (rpm) and the number of rotations of the carrier member 28, i.e., the number of rotations of MG16, and the number of rotations NIN (rpm) of the flywheel starter gear 32, i.e., the revolving speed of the input shaft 26 of the nonstep variable speed gear 20, are the same values, It is shown, for example to a dashed line by the nomograph of drawing 6 drawn in a two-dimensional flat surface from the three number-of-rotations axes (vertical axis) S, i.e., sun gear number-of-rotations axes, flywheel-starter-gear number-of-rotations axes R, and the carrier number-of-rotations axes C and change-gear-ratio axes (horizontal axis). In drawing 6, the interval of the above-mentioned sun gear number-of-rotations axis S and the carrier number-of-rotations axis C corresponds to 1, and the interval of the flywheel-starter-gear number of rotations R and the carrier number-of-rotations axis C supports gear ratio ρ of the double pinion type planetary gear 18.

[0033]For example to a start acceleration run, ETC mode, i.e., torque-amplification mode, is chosen, By increasing gradually the production of electricity (the amount of regeneration) (driving torque which rotates MG16) of MG16, i.e., the reaction force of the MG16, where it was made for the 2nd clutch C2 to be engaged and both the 1st clutch C1 and the brake B1 are released, Vehicles are made to carry out zero start smoothly, after the engine 14 has been maintained by predetermined number of rotations, thus, when vehicles and MG16 drives with the engine 14, if the torque of the engine 14 uses $1/\rho$ twice, for example, $\rho=0.5$, it will be amplified twice and will be transmitted to the nonstep variable speed gear 20. Namely, when the number of rotations NMG of MG16 is an A point of drawing 6, negative revolving speed, i.e., power generation state, since the input shaft rotating speed NIN of the nonstep variable speed gear 20 is zero, vehicles have stopped, but, As shown in the dashed line of drawing 6, the input shaft rotating speed NIN of the nonstep variable speed gear 20 is increased with the production of electricity of the MG16 being increased and the number of rotations NMG being changed to the B point by the side of right [the], and vehicles are started.

[0034]When the shift lever 90 is operated to N range or P range, the neutral mode 1 or 2 is chosen fundamentally, both the 1st clutch C1, the 2nd clutch C2, and the brake B1 are released, and a transmitting power course is released in the epicyclic gear drive 18. In this state, in the case where amount SOC of accumulation of electricity of the accumulating electricity device 112 is in the insufficient state which was less than the lower limit set up beforehand etc., it is considered as charge and engine start mode, and it is in the state with which the brake B1 was made to engage, and the engine 14 is started by MG16. For example, motor travel mode is chosen, and while being

made for the 1st clutch C1 to be engaged, vehicles are made to carry out reverse running chiefly in light load reverse running by releasing both the 2nd clutch C2 and the brake B1, when the shift lever 90 is operated to R range by MG16. However, for example, while friction running mode is chosen, and being made for the 1st clutch C1 to be engaged and releasing the 2nd clutch C2, the brake B1 is made to carry out slip engagement in middle load or heavy load reverse running. Thereby, the output torque of the engine 14 is applied to the output torque of MG16 as driving force which reverses vehicles.

[0035]In order that said hybrid controlling device 104 may heighten the driving force of vehicles temporarily at the time of the start of vehicles according to the driving force of the front wheels 66 and 68, or sudden acceleration. In the time of the start run in a low friction coefficient way (low μ road) like the high μ way assist control which operates RMG70 according to a predetermined driving-force-distributing ratio, and generates driving force also from the rear wheels 80 and 82, and a freezing way and a hardened snow way, Low μ road assist control which the change gear ratio γ of the nonstep variable speed gear 20 is made low, for example and to which the driving force of the front wheels 66 and 68 is reduced is performed at the same time it drives the rear wheels 80 and 82 by RMG70, in order to heighten the start capability of vehicles.

[0036]The accumulation-of-electricity control device 106 charges or stores electricity the accumulating electricity device 112 with the electrical energy generated by MG16 or RMG70, when amount SOC of accumulation of electricity of the accumulating electricity devices 112, such as a cell and a capacitor, is less than the lower limit SOCD set up beforehand, but. When amount SOC of accumulation of electricity turns around the upper limit SOCU set up beforehand in a top, it forbids charging with the electrical energy from the MG16 or RMG70. On the occasion of the above-mentioned accumulation of electricity, it is the actual electric power prospective value P_b about the range between the electric power or the acceptance limit value WIN of electrical energy which is a function of temperature TB of the accumulating electricity device 112, and the carrying-out limit value WOUT. When [the = generated output PMG+ power consumption PRMG (negative)] exceeds, the acceptance or carrying out is forbidden.

[0037]In order that the brake operating unit 108 performs TRC control, ABS control, VSC control, etc., for example, may improve the stability of the vehicles at the time of revolution or may heighten traction at the time of braking at the time of the start run in a low μ road etc., Wheel-brake 66WB provided in each wheels 66, 68, 80, and 82 via the hydraulic brake control circuit, 68WB, 80WB, and 82WB are controlled. For example, it is based on the signal from a wheel rotation (wheel speed) sensor formed in each wheel in TRC control, and they are the wheel vehicle speed (body speed converted based on a wheel rotational speed), for example, forward right wheel vehicle ring vehicle speed VFR, the forward left wheel vehicle ring vehicle speed VFL, the right rear wheel wheel vehicle speed VRR, the left rear wheel wheel vehicle speed VRL, and the front-wheel vehicle speed. $[(VFR+VFL)/2]$ Rear wheel vehicle speed $[(VRR+VRL)/2]$ And while computing the body vehicle speed (latest speed of VFR, VFL, VRR, and the VRL (s)), For example, when slip velocity ΔV which is a difference of the front-wheel vehicle speed which is a main driving wheel, and the rear wheel vehicle speed which is non driving wheels exceeds the control start judgement reference value ΔV_1 set up beforehand, a slip judging is carried out to a front wheel, and it is slip ratio RS. The driving force of the front wheels 66 and 68 is reduced using the throttle actuator 21, wheel-brake 66WB, 68WB, etc. so that $[(\Delta V/VF) \times 100\%]$ may enter in target slip rate RS1 set up beforehand. In ABS control, the slip ratio of each wheel should become predetermined target slip within the limits at the time of braking operation. The braking effort of the front wheels 66 and 68 and the rear wheels 80 and 82 is maintained using wheel-brake 66WB, 68WB, 80WB, and 82WB, and the directional stability of vehicles is improved. The rudder angle from the rudder sensor which is not illustrated in VSC control at the time of the turning travel of vehicles, Based on order acceleration, right-and-left (width) acceleration, etc. from the yaw rate from a yaw rate sensor, and a biaxial G sensor, the Oba steer tendency or understeer tendency of vehicles is judged, 82 wheel-brake 66WB, 68WB, 80WB or WB, and the throttle actuator 21 are controlled to control the Oba steer or understeer.

[0038]Drawing 7 is a functional block diagram explaining the important section of control facilities, such as the above-mentioned hybrid controlling device 104. In drawing 7, the output torque field memory measure 130 is established, for example in RAM of the hybrid controlling device 104, and two or more kinds of output torque fields showing the characteristic for restricting the output torque of RMG70 are memorized. In two or more kinds of this output torque field, as shown to drawing 8 by this example, They are two or more kinds of fields set up in two-dimensional coordinates with the output torque axis 134 showing the rotational speed shaft 132 and output torque TRMG of RMG70 showing the revolving speed NRMG of RMG70, A1 The 2nd output torque field, i.e., A2, The maximum torque value indicated to be the high 1st output torque field, i.e., the field inside A1 line, by A2 line with low torque value more relatively [the maximum torque value shown by a line] than A2 line is A1. The field inside a line is included. [relatively lower than a line] The above-mentioned 1st output torque field expresses the maximum rating (short time rating like 5-minute rating) of RMG70, for example, and the above-mentioned 2nd output torque field expresses rating for a long time like for example, 30-minute rating.

[0039]The vehicle departing judging means 138 which judges whether the vehicle operation condition determining means 136 is a start run of vehicles based on the position of the shift lever 90, accelerator opening θ_a , the vehicle speed V, etc., The front wheel 66 which are a wheel, especially a main driving wheel based on forward right wheel vehicle ring vehicle speed VFR, the forward left wheel vehicle ring vehicle speed VFL, the right rear wheel wheel vehicle speed VRR, and the left rear wheel wheel vehicle speed VRL, and the wheel slip judging means 140 which judges generating of a slip of 68, The understeer judging means 142 which judges the understeer in the turning travel of vehicles based on a rudder angle, a yaw rate, etc., The turning travel judging means 144 which judges the

turning travel of vehicles based on a rudder angle being larger than a predetermined value etc., The accelerating operation judging means 146 which judges the accelerating operation of vehicles based on the operating speed of accelerator opening rate-of-change $d\theta/dt$ 122, i.e., an accelerator pedal, being beyond a predetermined value, The heavy load run judging means 148 which judges a heavy load run of vehicles based on accelerator opening θ being beyond a predetermined value, Have the reduction running judging means 150 which judges the reduction running (un-braking) of vehicles based on accelerator opening θ and the vehicle speed V , and The operation (run) state of vehicles, i.e., a start run of vehicles, the slip of a wheel, understeer, a turning travel, accelerating operation, Either a heavy load run or reduction running is judged.

[0040]The output torque area selection means 152 chooses one output torque field from two or more kinds of output torque fields beforehand memorized by the above-mentioned output torque field memory measure 130 based on the existence of the operational status of vehicles, for example, vehicle departing, a wheel slip, or a under steer. The output torque area selection means 152 chooses the output torque field where a maximum torque value is high as compared with the case where it is not such a vehicle state, in the state of the starting state of vehicles, the slip condition of the front wheels 66 and 68 driven with the engine 14, or understeer. That is, when under vehicle departing, a wheel slip, or a steer is judged by the vehicle operation condition determining means 136, the 1st output torque field is chosen, and when a turning travel, accelerating operation, a heavy load run, or reduction running is judged, the 2nd output torque field is chosen. That is, in order to switch the grade of the output torque of RMG70 which performs a four-wheel drive according to operational status, an output torque field is chosen.

[0041]The 2nd motor actuation control means 154 operates RMG70 based on one output torque field selected by the above-mentioned output torque area selection means 152 based on the operational status of vehicles.

Fundamentally, the 2nd motor actuation control means 154 operates RMG70 in the selected output torque field so that driving force may be generated from the rear wheels 80 and 82 in the driving force partition ratio of the size corresponding to the static-load partition ratio or dynamic load partition ratio of the order ring. That is, if it puts in another way so that it may not separate from the selected output torque field, RMG70 will be operated so that the maximum torque value of the selected output torque field may not be exceeded. When it is one vehicle state of vehicle departing, a wheel slip, and a under steer, the 2nd motor actuation control means 154, In order to acquire the four-wheel-drive effect highly, RMG70 is operated based on the 1st output torque field selected by the output torque area selection means 152, In being one vehicle state of a turning travel, accelerating operation, a heavy load run, and reduction running, in order to acquire the four-wheel-drive effect for a long time, RMG70 is operated based on the 2nd output torque field selected by the output torque area selection means 152.

[0042]The above-mentioned 2nd motor actuation control means 154, When neither a start run of vehicles, the slip of the front wheels 66 and 68, understeer nor a turning travel nor accelerating operation nor a heavy load run is judged by the vehicle operation condition determining means 136, In order to judge with a four-wheel drive being unnecessary and to prevent with **** of a judgment, the operation of RMG70 is stopped after the time delay set up beforehand.

[0043]The above-mentioned 2nd motor actuation control means 154, When the output torque field selected by the output torque area selection means 152 is an output torque field of a maximum torque value lower than the maximum torque value of the thing till then (i.e., when it replaced with the 1st output torque field and the 2nd output torque field is chosen). It compares, when the output torque field of the maximum torque value in which an output torque field is higher than the maximum torque value of the thing till then is chosen (i.e., when it replaced with the 2nd output torque field and the 1st output torque field is chosen), The output torque of RMG70 is reduced gently and rapid decrease of the driving force of the rear wheels 80 and 82 is prevented.

[0044]Under execution of the ABS control according [the ABS control judging means 158] to said brake operating unit 108, That is, it is judged whether it is during execution of the control which controls the braking effort of each wheel to become slip ratio within the limits to which the signal from said wheel speed sensor was used for, and the slip ratio of the wheel was beforehand set at the time of braking operation of vehicles. Under execution of the VSC control according [the VSC control judging means 160] to said brake operating unit 108, That is, it is judged whether it is during execution of the control which controls the braking effort of a wheel on either side, or the driving force of a wheel, and prevents understeer or the Oba steer so that the direction of a rudder angle empty vehicle object of a steering wheel may not separate during revolution of vehicles. The wheel speed sensor abnormality judging means 164 judges the abnormalities of the above-mentioned wheel speed sensor based on the relative value of forward right wheel vehicle ring vehicle speed VFR, the forward left wheel vehicle ring vehicle speed VFL, the right rear wheel wheel vehicle speed VRR, and the left rear wheel wheel vehicle speed VRL. It is judged whether the cold condition judging means 162 was in the temperature state which may be generated, the cold condition, for example, road surface freezing, whose outdoor air temperature detected by the temperature sensor which is not illustrated was less than the judgement reference value set up beforehand. The rudder sensor abnormality determining means 166 judges the abnormalities of the rudder sensor for detecting the rudder angle of the steering wheel used for VSC control. The yaw rate sensor abnormality determining means 168 judges the abnormalities of the yaw rate sensor for detecting the yaw rate used for VSC control.

[0045]When the abnormalities of a wheel speed sensor are judged by the wheel speed sensor abnormality judging means 164 as for the 2nd motor actuation control means 154, At the time of the operation judging of the ABS control by the ABS control judging means 158, or the operation judging of the VSC control by the VSC control judging means 160, even if, even if a four-wheel-drive operating condition is in the state currently materialized and performed, the operation of RMG70 is stopped. When judged with it being a cold condition by the cold condition

judging means 162, the 2nd motor actuation control means 154 operates RMG70 preferentially, and is changed into a four-wheel-drive state. When the abnormalities of a rudder sensor are judged by the rudder sensor abnormality determining means 166 as for the above-mentioned 2nd motor actuation control means 154, Or when the abnormalities of a yaw rate sensor are judged by the yaw rate sensor abnormality determining means 168, even if understeer is judged by the understeer judging means 142, RMG70 will not be operated, and a four-wheel drive is not started.

[0046] Drawing 9 and drawing 10 are the flow charts explaining the important section of the control actuation of the hybrid controlling device 104 etc., Drawing 9 shows the output torque field change routine for switching the output torque field of RMG70 which performs a four-wheel drive, and drawing 10 shows the four-wheel-drive stop routine which stops or forbids a four-wheel drive in the time of abnormalities or control interference.

[0047] In the output torque field change of drawing 9, and a rear wheel switching control routine, it is judged in SA1 corresponding to said cold condition judging means 162 whether it is the cold condition that outdoor air temperature may produce road surface friction coefficient change. When judgment of this SA1 is affirmed, while a 4WD unnecessary counter is reset in SA16, In SA17 corresponding to said output torque area selection means 152, a maximum torque value is A1 as an output torque field of RMG70. The 1st output torque field shown by the line is chosen. Subsequently, in SA18 corresponding to said 2nd motor actuation control means 154, in order to perform a four-wheel drive, RMG70 is operated in the 1st output torque field.

[0048] When judgment of said SA1 is denied, in SA2 corresponding to said vehicle departing judging means 138, it is judged based on the position of the shift lever 90, throttle opening theta, the vehicle speed V, etc. whether it is a starting state of vehicles. When judgment of this SA2 is affirmed, in order to perform 16 or less SA and to perform a four-wheel drive, RMG70 is operated in the 1st output torque field. However, when judgment of above-mentioned SA2 is denied, in SA3 corresponding to said wheel slip judging means 140, it is judged whether the slip of the front wheels 66 and 68 which are main driving wheels driven with the engine 14 occurred. When judgment of this SA3 is affirmed, in SA14, it is judged whether the slip ratio of the front wheels 66 and 68 is larger than a predetermined value. This predetermined value is for judging the grade of the slip corresponding to the change of an output torque field. When judgment of this SA14 is affirmed, in the 1st output torque field, RMG70 is operated in order to perform 16 or less SA and to perform a four-wheel drive, but. The working point which a 4WD unnecessary counter is reset in SA19, and is expressed in SA20 in the using point of present RMG70, i.e., the topographic contour plot table of drawing 8, when judgment of SA14 is denied is A2. It is judged whether it is more than a line. When judgment of this SA20 is denied, the 2nd output torque field is chosen in SA21, but. When affirmed, in order to decrease the output torque of RMG70 gradually in SA22, it is A2 from the 2nd output torque field from the 1st output torque field, i.e., A1 line. It is gradually changed to a line. In this example, the above SA20 thru/or SA22 also supports said output torque area selection means 152.

[0049] When judgment of SA3 is denied, in SA4 corresponding to said under steer judging means 142, it is judged based on a rudder angle, the biaxial acceleration of front and rear, right and left, a yaw rate, etc. whether the under steer has occurred. When judgment of this SA4 is affirmed, in SA15, it is judged whether a under steer is a size beyond a predetermined value. This predetermined value is for judging the grade of the under steer corresponding to the change of an output torque field. When judgment of this SA15 is affirmed, in order to perform said 16 or less SA and to perform a four-wheel drive, RMG70 is operated in the 1st output torque field. However, when judgment of SA15 is denied, in order to perform the 19 or less above-mentioned SA and to perform a four-wheel drive, RMG70 is operated in the 2nd output torque field.

[0050] When judgment of SA4 is denied, in SA5 corresponding to said turning travel judging means 144, it is judged whether the rudder angle of a steering wheel is larger than a predetermined value. This predetermined value is a value for judging a rudder angle to the extent that a four-wheel drive is needed. When judgment of above-mentioned SA5 is denied, in SA6 corresponding to said accelerating operation judging means 146, it is judged whether rate-of-change $d\theta/dt$ of accelerator requested driving force, i.e., a throttle opening, is larger than a predetermined value. It is a value for judging a throttle opening rate of change to the extent that this predetermined value also needs a four-wheel drive. When judgment of this SA6 is denied, in SA7 corresponding to said heavy load run judging means 148, it is judged whether throttle opening theta is larger than a predetermined value. It is a value for judging throttle opening theta to the extent that this predetermined value also needs a four-wheel drive. When judgment of this SA7 is denied, in SA8 corresponding to said reduction running judging means 150, it is judged based on the actuated valve position of the shift lever 90, throttle opening theta, the vehicle speed V, etc. whether it is, the reduction running, i.e., the non-acceleration traveling which does not carry out brakes operation, of vehicles.

[0051] When either of the judgment of the above SA5 thru/or SA8 is affirmed, in order to perform a four-wheel drive, in the 2nd output torque field, RMG70 is operated by performing said 19 or less SA. However, it is not a cold condition when each of judgment of SA1 thru/or SA8 is denied, A slip and under steer of the front wheels 66 and 68 instead of under start of vehicles do not occur, but there is not under a turning travel but no acceleration requirement operation, and when it is not not a heavy load run but reduction running, either, After

*****ing 4WD counter in SA9, in SA10, it is judged whether it became beyond a predetermined value whose contents of the 4WD counter are about several seconds. This 4WD counter is for calculating the lapsed time after judgment of above-mentioned SA8 is denied, and supports the time delay set up in order to prevent with **** at the time of that predetermined value switching to a two-flower (FF) driving state from a four-wheel-drive state. [0052] Since judgment of above-mentioned SA10 is denied at the beginning, 20 or less SA is performed. At this time, the 1st output torque field is chosen and, moreover, the working point of RMG70 is A2. When it is a position more

than a line, It is gradually changed into the 2nd output torque field from the 1st output torque field, and the 1st output torque field is chosen, and the working point of RMG70 is A2. When it is below a line, It is promptly switched to the 2nd output torque field from the 1st output torque field, and it is maintained when the 2nd output torque field is chosen.

[0053]If the contents of the 4WD counter become beyond a predetermined value and judgment of SA10 is affirmed while repeat execution of the above step is carried out, in SA11, it will be judged whether the present driving state of vehicles is a two-flower (FF) driving state. When judgment of this SA11 is denied, in SA12 corresponding to said 2nd motor actuation control means 154, it is gradually changed from a four-wheel-drive state to a two-flower (FF) driving state by reducing the driving force of RMG70 gently toward zero. However, when judgment of SA11 is affirmed, a two-flower (FF) driving state is maintained.

[0054]In the four-wheel-drive stop control routine of drawing 10, it is judged in SB1 corresponding to said wheel speed sensor abnormality judging means 164 whether either of the wheel speed sensors formed for every wheel is unusual. When judgment of this SB1 is denied, it is judged whether under ABS control is judged in SB2 corresponding to said ABS control judging means 158. When judgment of this SB2 is denied, it is judged whether under VSC control is judged in SB3 corresponding to said VSC control judging means 160. When either of the judgment of the above SB1 thru/or SB3 is affirmed, in SB4 corresponding to said 2nd motor actuation control means 154, a four-wheel-drive operation, i.e., the operation of RMG70, is stopped or forbidden.

[0055]However, when each judgment of the above SB1 thru/or SB3 is denied, When it is judged in SB5 corresponding to said rudder sensor abnormality determining means 166 whether a rudder sensor is unusual and judgment of this SB5 is denied, it is judged in SB6 corresponding to said yaw rate sensor abnormality determining means 168 whether a yaw rate sensor is unusual. When either of the judgment of the above SB5 and SB6 is affirmed, in SB7 corresponding to said 2nd motor actuation control means 154, a four-wheel-drive operation, i.e., the operation of RMG70, is stopped or forbidden. however, any of judgment of the above SB5 and SB6 — although — this routine is terminated when denied.

[0056]As mentioned above, according to this example, by the 2nd motor actuation control means 154 (SA18). From RMG70 being operated based on one output torque field chosen from two or more kinds of output torque fields memorized by the output torque area selection means 152 (SA17, SA21, SA22) based on the operational status of vehicles. Since RMG70 is operated in required and sufficient output torque range according to the operational status of vehicles, that use of RMG70 under a predetermined travel condition is restricted decreases, and the traveling performance of the vehicles as a four-wheel drive is obtained as much as possible.

[0057]Two or more kinds of output torque fields which were memorized by the output torque field memory measure 130 according to this example, They are two or more kinds of fields set up in two-dimensional coordinates with the output torque axis 134 showing the rotational speed shaft 132 showing the revolving speed NRMG of RMG70, and output torque TRMG of the RMG70, Since the high 1st output torque field and a maximum torque value include the low 2nd output torque field relatively, a maximum torque value as shown in drawing 8 by a four-wheel-drive required degree. Since required and sufficient output torque field can be relatively chosen from the low 2nd output torque field for the high 1st output torque field and maximum torque value according to the operational status or the run state of vehicles, a maximum torque value, A regular operation in the 1st output torque field where a maximum torque value is high is prevented, and the operation of RMG70 is secured.

[0058]According to this example, the 2nd motor actuation control means 154 (SA18), When the output torque field selected by the output torque area selection means 152 (SA17, SA21, SA22) is an output torque field of a maximum torque value lower than the maximum torque value of the thing till then (i.e., when it replaced with the 1st output torque field and the 2nd output torque field is chosen). It compares, when the output torque field selected by the output torque area selection means 152 is an output torque field of a maximum torque value higher than the maximum torque value of the thing till then (i.e., when it replaced with the 2nd output torque field and the 1st output torque field is chosen), Since the output torque of RMG70 is reduced gently, rapid decrease of the driving force of the rear wheels 80 and 82 driven by MG70 when it replaces with the 1st output torque field and the 2nd output torque field is chosen is prevented, and the stability of a vehicle behavior is improved.

[0059]According to this example, the 2nd motor actuation control means 154 (SA12), In switching to the two-wheel-drive state where RMG70 is not operated from a four-wheel-drive state, Since the output torque of RMG70 is reduced gently or gradually toward zero, rapid decrease of the driving force of the rear wheels 80 and 82 at the time of the change in the two-wheel-drive state from a four-wheel-drive state is prevented, and the stability of a vehicle behavior is improved.

[0060]According to this example, the output torque area selection means 152 (SA17, SA21, SA22), In the starting state of vehicles, the state where the slip of the front wheels 66 and 68 driven with the engine 14 is large, or the state where understeer is large. As compared with the case where it is not such a vehicle state, from it being what chooses the 1st output torque field where a maximum torque value is high. In the starting state of vehicles, the state where the slip of the front wheels 66 and 68 driven with the engine 14 is large, or the state where understeer is large. Since the driving force of the rear wheels 80 and 82 driven by RMG70 can fully be heightened, While sufficient driving force is obtained by operating RMG70 according to a four-wheel-drive required degree at the time of start, Overheating of RMG70 is controlled as much as possible, and there is an advantage to which the use opportunity is expanded at the same time the generated front wheel 66, dissolution of a slip of 68, and dissolution of the understeer of vehicles are obtained suitably.

[0061]The wheel speed sensor abnormality judging means 164 (SB1) which judges the abnormalities of each wheel

speed sensor according to this example, The ABS control judging means 158 (SB2) which judges the ABS control which controls the braking effort of the wheel so that the signal from each wheel speed sensor is used and the slip ratio of a wheel becomes slip ratio within the limits set up beforehand at the time of braking operation of vehicles, It has the VSC control judging means 162 (SB3) which judges the VSC control which controls the braking effort of a wheel on either side, or the driving force of a wheel, and prevents understeer or the Oversteer so that the direction of a rudder angle empty vehicle object of a steering wheel may not separate during revolution of vehicles, The 2nd motor actuation control means 154 (SA12), At the time of the operation judging of the ABS control by the time of the abnormalities of the above-mentioned wheel speed sensor, its ABS control judging means 158, or the VSC control judging means 160, or VSC control. Since the operation of RMG70 is stopped and it is automatically switched to the front-wheel drive state by the front wheels 66 and 68 at the time of the operation of the time of the abnormalities of a wheel speed sensor, its ABS control means, or a VSC control means, the wheel vehicle speed VFR, VFL, and VRR. The abnormalities of the ABS control or VSC control in which either of the VRL(s) originates unusually are avoided, or control interference is prevented, and safety is improved.

[0062]According to this example, the cold condition judging means 162 (SA1) which judges the cold condition to which outside air temperature turned around the temperature change of the coefficient of friction of a traveling road surface is predicted to be, and which was defined beforehand in the bottom is established, The 2nd motor actuation control means 154 (SA17), Since RMG70 is preferentially operated based on the 1st output torque field, and RMG70 is operated automatically and it will be in a four-wheel-drive state if it will be in a cold condition when a cold condition is judged by the cold condition judging means 162, the stability of vehicles is secured.

[0063]The vehicle departing judging means 138 (SA2) which judges whether it is a start run of vehicles according to this example, The front wheel 66 which is a main driving wheel, and the wheel slip judging means 140 (SA3) which judges generating of a slip of 68, The understeer judging means 142 (SA4) which judges the understeer in the turning travel of vehicles based on a rudder angle and a yaw rate, The turning travel judging means 144 (SA5) which judges that a rudder angle is larger than a predetermined value, The accelerating operation judging means 146 (SA6) which judges accelerating operation based on accelerator pedal operating speed, i.e., $d\theta/dt$, being beyond a predetermined value etc., The heavy load run judging means 148 (SA7) accelerator pedal control input, i.e., throttle opening, θ judges the heavy load run which is beyond a predetermined value to be, Have the reduction running judging means 150 (SA8) which judges the reduction running of vehicles, and the 2nd motor actuation control means 154, When heavy load a start run of vehicles, the slip of a wheel, understeer, a turning travel, accelerating operation, or a run is judged, Since the 2nd motor will be automatically operated if it will be in a four-wheel-drive required state, since a four-wheel drive judges with a required state and operates RMG70, the stability of vehicles is secured.

[0064]According to this example, the 2nd motor actuation control means 154, When neither a start run of the above-mentioned vehicles, the slip of a wheel, understeer nor a turning travel nor accelerating operation nor a heavy load run is judged, While the operation of RMG70 is lessened as much as possible and the overheating is prevented from stopping the operation of RMG70 and changing into a two-wheel-drive state after the time delay which judged with a four-wheel drive being unnecessary, and was set up beforehand, After four-wheel-drive needlessness is judged, it is prevented with **** of a judgment by stopping the operation of the 2nd motor after a predetermined time delay.

[0065]The rudder sensor abnormality determining means 166 (SB5) which judges the abnormalities of a rudder sensor which detect the rudder angle of a steering wheel according to this example, Or the yaw rate sensor abnormality determining means 168 (SB6) which judges the abnormalities of a yaw rate sensor which detect a yaw rate is provided with it, and the 2nd motor actuation control means 154, When the abnormalities of a rudder sensor are judged by the rudder sensor abnormality determining means 166, or when the abnormalities of a yaw rate sensor are judged by the yaw rate sensor abnormality determining means 168, Since RMG70 is not operated even if understeer is judged by said understeer judging means 142, when understeer is accidentally judged by the abnormalities in a rudder sensor, or the abnormalities in a yaw rate sensor, there is an advantage which is not made into a four-wheel drive.

[0066]Drawing 11 is a functional block diagram explaining the important section of other control facilities provided in the above-mentioned hybrid controlling device 104 etc. In drawing 11, 4WD start judging means 230 judges whether the start condition from a two-wheel-drive state to a four-wheel-drive state of a four-wheel-drive state, i.e., a switching condition, was satisfied based on the operation run state of vehicles. For example, it judges with the four-wheel-drive start condition having been satisfied based on a start run of vehicles, the slip of a wheel, understeer, a turning travel, acceleration traveling, a heavy load run, or reduction running. While the real slip ratio calculating means 232 computes revolving speed NF of the front wheels 66 and 68 which are main driving wheels by calculating the average value of the revolving speed NFL of the forward left wheel vehicle ring 66, and the revolving speed NFR of the forward right wheel vehicle ring 68, The revolving speed NR of the rear wheels 80 and 82 which are auxiliary driving wheels is computed by calculating the average value of the revolving speed NRL of the left rear wheel wheel 80, and the revolving speed NRR of the right rear wheel wheel 82, the difference $(NF - NR)$ of revolving speed NF of these front wheels 66 and 68, and the revolving speed NR of the rear wheels 80 and 82 — either front-wheel-rotating-speed NF and the rear wheel rotating speed NR — being based on $**(\text{ing})$ with a low value — real slip ratio $S = 100\% \times (NF - NR) / \min(NF, NR)$ is computed one by one. In order to obtain a desirable four-wheel drive, target slip rate SO calculated beforehand is set to the target slip rate setting-out means 234, and it memorizes. Although constant value may be sufficient as this target slip rate SO, it may be made into the value which differs mutually

according to a four-wheel-drive run state.

[0067]The torque distribution feedback control means 236, Slip ratio deviation $\text{deltasr1} (=S1 -SO 1)$ of the above-mentioned real slip ratio S and target slip rate SO is computed, For example, so that the above-mentioned slip ratio deviation deltasr1 may be solved using the feedback control type which showing in the expression 1 and which was set up beforehand, namely, as in agreement in real slip ratio S and target slip rate $SO 1$, the rear wheel torque assignment ratio R_r which is control operation quantity is computed. This rear wheel torque assignment ratio R_r is a ratio which the rear wheels 80 and 82 of the driving force (driving torque) of the vehicles corresponding to driver demand torque share in the time of a four-wheel drive, and is a value smaller than 1. Therefore, a front-wheel torque assignment ratio serves as $(1-R_r)$.

[0068](Expression 1)

$R_r = WR_r + Kp1$ and $\text{deltasr1} + Kd1$ and $d\text{deltasr1} / dt + Ki1$ and $\text{integraldeltasr1} dt + C1$ — however, WR_r of a proportionality constant, i.e., a proportional gain, and $Kd1$ is [a constant of integration, i.e., an integration gain and $C1$] constants a differentiation constant, i.e., a differentiation paragraph gain, and $Ki1$ a rear wheel load share ratio and $Kp1$.

[0069]And based on the driver requested driving force, the torque distribution R_r , for example, the rear wheel torque assignment ratio, which were outputted from said torque distribution feedback control means 236, T_{drv} , the 2nd motor actuation control means 238 operates RMG70 so that the torque distribution may be attained. That is, rear wheel torque ($T_{drv} \times R_r$) is computed from the driver demand torque T_{drv} and the rear wheel torque assignment ratio R_r , and RMG70 is driven so that the rear wheel torque may be outputted. This driver demand torque T_{drv} is computed based on the vehicle speed V and throttle opening θ from the relation which is shown, for example in drawing 13 and which was memorized beforehand.

[0070]It is judged during traction control whether the judging means 240 is during execution of the traction (TRC) control by said brake operating unit 108. When judged with traction controlling the feedback control operation alteration means 242 by the judging means 240 during traction control, So that the feedback control operation by the above-mentioned torque distribution feedback control means 236 may be increased from the case where the rear wheel torque assignment ratio R_r , i.e., the driving force of RMG70, is the expression 1, Preferably, it changes so that the driving force of the vehicles of a four-wheel-drive state may not decline, or so that the driver demand torque T_{drv} may be abbreviated-maintained.

[0071]For example, the feedback control operation alteration means 242, Said slip ratio deviation $\text{deltasr1} (=S1 -SO 1)$ which is a system deviation value of the feedback control type of the expression 1 during traction control, Either [or / at least] target slip rate $SO 1$ which is a control-objectives value for computing the slip ratio deviation deltasr1 , or the real slip ratio $S1$ which is actually values It changes so that the torque sharing rate (rear wheel torque assignment ratio R_r) of the rear wheels 80 and 82 which are the output values of controlling expression may be raised rather than the case of the expression 1. For example, the rear wheel torque assignment ratio R_r computed by the expression 1 is made to increase by setting slip ratio deviation deltasr1 or real slip ratio $S1$ to value deltasr2 only the predetermined value was made to increase, or $S2$, or setting target slip rate $SO 1$ to value $SO 2$ which decreased only the predetermined value.

[0072]Or the feedback control operation alteration means 242, Apart from the above, combine above and during execution of traction control, It changes so that the torque sharing rate (rear wheel torque assignment ratio R_r) of the rear wheels 80 and 82 which drive feedback gain $Kp1$ of the feedback control type used by the torque distribution feedback control means 236, $Kd1$, and $Ki1$ by RMG70 may be raised. For example, the rear wheel torque assignment ratio R_r computed by the expression 1 is made to increase from the case of the expression 1 by updating at least one of feedback gain $Kp1$, $Kd1$, and the $Ki1$ to value $Kp2$ only with a larger predetermined value than them, $Kd2$, and $Ki2$, and changing the constant $C1$ into $C2$.

[0073]Or the feedback control operation alteration means 242, Apart from the above, it combines above, and during execution of traction control, the rear wheel torque assignment ratio R_r which is the control output value acquired from the feedback control type of the expression 1 used by the torque distribution feedback control means 236 is changed one by one, when only a predetermined value amends to the increase side.

[0074]Drawing 12 is a flow chart explaining the important section of other control actuation provided in said hybrid controlling device 104. In drawing 12, it is judged based on the operational status of vehicles by $SC1$ corresponding to said 4WD start judging means 230 whether the four-wheel-drive start condition was satisfied. In $SC6$ corresponding to said 2nd motor actuation control means 238 when judgment of this $SC1$ was denied, after the rear wheel torque assignment ratio R_r was set as zero, Based on a driver's requested driving torque T_{drv} and the above-mentioned rear wheel torque assignment ratio R_r , the driving torque of the rear wheels 80 and 82 is computed, and the driving torque is outputted from RMG70. In this case, since the rear wheel torque assignment ratio R_r is set as zero in the above-mentioned $SC2$, output torque of RMG70 is made into zero and the two-flower run it runs with the driving force of the front wheels 66 and 68 chiefly is performed.

[0075]However, in $SC3$ corresponding to the judging means 240, affirmation of judgment of above-mentioned $SC1$ will judge whether it is during execution of the traction control by said brake operating unit 108 during said traction control. In $SC4$ corresponding to [when judgment of this $SC3$ is denied] said torque distribution feedback control means 236, The rear wheel torque assignment ratio R_r which it cancels based on actual slip ratio deviation deltasr1 from the feedback control type which slip ratio deviation $\text{deltasr1} (= S1 -SO 1)$ of real slip ratio S and target slip rate SO being computed, for example, showing in the expression 1, and which was set up beforehand is computed. Subsequently, in $SC6$ corresponding to said 2nd motor actuation control means 238, Based on a driver's requested

driving torque T_{drv} and the above-mentioned rear wheel torque assignment ratio R_r , the driving torque ($T_{drv} \times R_r$) of the rear wheels 80 and 82 is computed, and RMG70 drives so that the driving torque may be outputted from the rear wheels 80 and 82.

[0076] Since judgment of above-mentioned SC3 is affirmed during traction control, in SC5 corresponding to said feedback control operation alteration means 242, a feedback control operation is changed so that it may become a value with the larger rear wheel torque assignment ratio R_r than the case of above-mentioned SC4. For example, the rear wheel torque assignment ratio R_r is computed by using the feedback control type which changed feedback gain K_{p1} of the expression 1, K_{d1} , and K_{i1} into value K_{p2} only with a larger predetermined value than it, K_{d2} , and K_{i2} . And in SC6, based on a driver's requested driving torque T_{drv} and the above-mentioned rear wheel torque assignment ratio R_r , the driving torque ($T_{drv} \times R_r$) of the rear wheels 80 and 82 is computed, and RMG70 drives so that the driving torque may be outputted from the rear wheels 80 and 82. Thereby, in order to secure the driving force of vehicles during traction control, bigger driving torque than the case where the expression 1 is used is outputted from the rear wheels 80 and 82.

[0077] Below, the operation of above-mentioned this example is explained using the time chart of drawing 14. For example, it is t_1 because of low μ roads, such as a freezing way. Supposing a four-wheel-drive run is started at the time, when traction control will not be performed. As shown in a solid line, front-wheel-rotating-speed NF and real slip ratio S changes with the slips of the front wheels 66 and 68, and it is increased, as the rear wheel torque assignment ratio R_r shows a solid line according to the feedback control type of the expression 1 so that the driver demand torque T_{drv} may be maintained. And while this run continues, it is completed by the slip of the front wheels 66 and 68, and front-wheel-rotating-speed NF follows on falling, and the rear wheel torque assignment ratio R_r is also reduced to it by the original value (about [for example,] 0.5). However, when traction control is performed, Since the rise of front-wheel-rotating-speed NF and real slip ratio S is controlled by the effect of the traction control, when the feedback control type of the expression 1 is used, Slip ratio deviation Δs_{r1} ($=S_1 - SO_1$) became small, the rear wheel torque assignment ratio R_r was not increased so much, but the driving force of the whole vehicles became small, it was less than the driver demand torque T_{drv} , and the power performance of vehicles was not obtained. Namely, if the torque distribution of RMG70 is adjusted by the feedback control operation by the torque distribution feedback control 236, Since the slip of the front wheels 66 and 68 driven with the engine 14 is controlled by execution of traction control and the real slip ratio of an order ring is made to approach a desired value, Since the control device 104 concludes that the feedback control effect of the above-mentioned torque distribution was acquired and makes small the output of RMG70, i.e., the torque distribution to the rear wheels 80 and 82, the power performance of vehicles will be reduced.

[0078] However, in [according to this example] the feedback control operation alteration means 242 (SC5), For example, by using the feedback control type which changed feedback gain K_{p1} of the expression 1, K_{d1} , and K_{i1} into value K_{p2} only with a larger predetermined value than it, K_{d2} , and K_{i2} , Since the rear wheel torque assignment ratio R_r of a bigger value than the case of the feedback control type of the expression 1 is computed, a feedback control operation is changed so that the torque assignment ratio R_r may serve as a large value. For this reason, during traction control, bigger driving torque than the case of the expression 1 is outputted from the rear wheels 80 and 82, and the power performance of vehicles is secured. In order to understand easily, the case where target slip rate SO_2 is small changed by the feedback control operation alteration means 242 is shown in drawing 14. Even in this case, since slip ratio deviation Δs_{r2} ($=S_2 - SO_2$) is obtained greatly and the rear wheel torque distribution ratio R_r computed by the feedback control type also becomes large, big driving torque is outputted from the rear wheels 80 and 82, and the power performance of vehicles is obtained. Even if it is changed into S_2 with the larger real slip ratio S_1 than it, or it amends slip ratio deviation Δs_{r2} computed so that only a predetermined value may become large, the same effect as the above is acquired, and, Even if it amends the rear wheel torque distribution ratio R_r which is the control output value computed by the feedback control type of the expression 1 so that only a predetermined value may become large directly, the same effect as the above is acquired.

[0079] Drawing 15 is a functional block diagram explaining the important section of other control facilities provided in said hybrid controlling device 104. In drawing 15, the 1st electric motor actuation control means 330. The front-wheel drive torque which is equivalent to the front-wheel torque assignment ratio ($1 - K_{tr}$) which is a front-wheel load share ratio of the driver demand torque T_{drv} in the state of a four-wheel drive is computed, and MG16 is controlled so that the front-wheel drive torque is outputted from the front wheels 66 and 68. For example, when the engine 14 and MG16 operate simultaneously in direct connection mode, MG16 is controlled to combine with the output of the engine 14 and to become the above-mentioned front-wheel torque. The 1st electric motor actuation control means 330 computes the front-wheel regenerated torque which is equivalent to the front-wheel torque assignment ratio ($1 - K_{tr}$) of the demand braking torques decided based on the control input of the brake pedal 124, the vehicle speed variation at the time of a coasting run, etc. at the time of braking, MG16 is controlled so that the front-wheel regenerated torque is outputted from the front wheels 66 and 68.

[0080] The 2nd electric motor actuation control means 332 computes the rear-drive torque which is equivalent to the back load torque assignment ratio K_{tr} which is a rear wheel load share ratio of the driver demand torque T_{drv} in the state of a four-wheel drive, and it controls RMG70 so that the rear-drive torque is outputted from the rear wheels 80 and 82. The 2nd electric motor actuation control means 332 computes the rear wheel regenerated torque which is equivalent to the rear wheel torque assignment ratio K_{tr} of the demand braking torques decided based on the control input of the brake pedal 124, the vehicle speed variation at the time of a coasting run, etc. at the time of braking, RMG70 is controlled so that the rear wheel regenerated torque is outputted from the rear wheels 80 and 82.

The above-mentioned driver demand torque T_{drv} is determined based on the actual vehicle speed V and throttle opening θ from the relation which is shown, for example in drawing 13 and which was memorized beforehand. The above-mentioned front-wheel load share ratio (1-Ktr) and the rear wheel torque assignment ratio Ktr are also desired values, and are determined based on a unit-load-per-travel-wheel assignment ratio (function of the order G) before and after [dynamic] considering a static order unit-load-per-travel-wheel assignment ratio (constant value) or vehicles order acceleration (before or after [G]).

[0081] Use is restricted by the temperature TMG and TRMG for securing the insulation performance of the material with which the coil is insulated etc., and the above MG16 and RMG70 needs to be operated in the output torque field shown in drawing 16. When the temperature TRMG of the temperature TMG or RMG70 of MG16 is the degree of T_a , Although what is necessary is to just be operated in the field inside the maximum torque line shown in $T=T_a$ of drawing 16 (i.e., within the limits of a load limitation value and a regeneration limit value), when it is the degree of T_c , it must be operated in the small field inside the maximum torque line shown in $T=T_c$ of drawing 16. For said accumulating electricity device 112 preventing the fall of degradation of the electrolyte, internal injury, or a life etc., The carrying-out electric power or acceptance electric power is restricted by the temperature T_B , and it needs to be used within the limits of between the carrying-out limit value WOUT and the acceptance limit value WIN as shown in drawing 17.

[0082] For this reason, the 1st motor operation limiting means 334, For example, based on the load limitation value or regeneration limit value WOUT decided by the temperature TMG of MG16, for example, the carrying-out limit value decided by temperature T_B of the accumulating electricity device 112 from the relation of drawing 17, and the acceptance limit value WIN, a drive operation or regenerative operation of MG16 is restricted from the relation of drawing 16. The load limitation value or regeneration limit value similarly it is decided at the temperature TRMG of RMG70, for example from the relation of drawing 16 that the 2nd motor operation limiting means 336 will be, For example, based on the carrying-out limit value WOUT decided by temperature T_B of the accumulating electricity device 112, or the acceptance limit value WIN, a drive operation or regenerative operation of RMG70 is restricted from the relation of drawing 17.

[0083] When a drive operation or regenerative operation of RMG70 is restricted by the 2nd motor operation limiting means 336 of the above, the 1st electric motor operation boosting means 338, In order to maintain the driving force or regenerative braking force of the whole vehicles, namely, in order not to make it change, only the part equivalent to the restriction increases the driving output or regeneration output of MG16. When a drive operation or regenerative operation of MG16 is restricted by said 1st motor operation limiting means 334 as for the 2nd electric motor operation reduction means 340, In order to maintain the torque sharing rate of a vehicles order ring (i.e., in order to consider it as the goal-allocation ratio which was able to define beforehand the driving-force-distributing ratio or braking-force-distribution ratio of the order ring), only the part equivalent to the restriction reduces the driving output or regeneration output of RMG70.

[0084] Drawing 18 is a flow chart explaining the important section of other control actuation of said hybrid controlling device 104, and shows the ring [order] torque distribution control routine in the engine 14 and the direct connection running mode using MG16. In drawing 18, with pretreatment of SD1, based on actual temperature T_B of the accumulating electricity device 112 from the relation of drawing 17 The acceptance limit value WIN, The carrying-out limit value WOUT is computed and maximum allowable torque TMG_{max} and minimum allowable torque TMG_{min} of MG16 are computed based on the temperature TMG of MG16 from the relation of drawing 16, [finishing / temperature limitation] Based on the temperature TRMG of RMG70, maximum allowable torque $TRMG_{max}$ and minimum allowable torque $TRMG_{min}$ of RMG70 are computed from the relation of drawing 16, [finishing / temperature limitation] Based on the signal from the rotation sensor which is not illustrated, the revolving speed NMG of MG16, The revolving speed NRMG of RMG70 and the input-shaft revolving speed NIN of the nonstep variable speed gear 20 are computed, For example, based on the actual vehicle speed V and throttle opening θ , the driver demand torque T_{drv} is computed from the relation shown in drawing 13, and required engine output PV is computed based on the driver demand torque T_{drv} , auxiliary machinery driving torque, required charge torque, etc. Here, the above-mentioned driver demand torque T_{drv} , and a below-mentioned output or output torque also contains the negative value showing regenerative braking force or torque, and expression called those increases or reduction is based on those absolute values.

[0085] Then, in SD2, in order to compute the command value of the torque made to output to the engine 14, the engine instruction torque calculation routine of drawing 19 is performed. That is, in SD21, the engine output torque basic value TE_{base} for making it output to the engine 14 ($=PV / NE$) is computed based on above-mentioned required engine output PV and the engine speed NE. Subsequently, in SD22, restriction of the upper limit TE_{max} relevant to the specification of the engine 14 and a lower limit "0" is added to the engine output torque basic value TE_{base} ($0 \leq TE_{base} \leq TE_{max}$), and a restricted value is set to engine output torque command value TE. The engine 14 is controlled so that the output torque serves as the engine output torque command value TE.

[0086] In SD3 continuing, the output torque preliminary decision value $TRMG_{tmp}$ of RMG70 is computed by performing the rear motor torque preliminary decision routine shown, for example in drawing 20. That is, in SD31 of drawing 20, the upper limit $TRMG_{maxp}$ of the output torque of RMG70 is computed based on the carrying-out limit value WOUT. That is, PRMG is calculated from the expression 2 and the expression 3, and let this be the maximum output $PRMG_{maxp}$ of RMG70. Subsequently, this $PRMG_{maxp}$ and TRMG which satisfies the expression 4 from the revolving speed NRMG of RMG70 are calculated, and let this be the maximum output torque $TRMG_{maxp}$ of RMG70. As for the efficiency of MG16, and EFCVT, in the expression 3, the efficiency of the nonstep variable speed gear 20

and EFRMG of EFMG are the efficiency of RMG70. In the expression 4, PRMGloss (NRMG, TRMG) is the power loss of RMG70.

[0087]

(Expression 2)

$PMG + PRMG = WOUT$ (expression 3)

$[(PMG \times EFMG + NE \times TEbase) \times EFCVT] : (PRMG \times EFRMG)$

$(1 - Ktr) = : Ktr$ (expression 4)

$NRMG \times TRMG + PRMGloss = (NRMG, TRMG) PRMGmaxp$ [0088] In SD32, the lower limit TRMGminp of the output torque of RMG70 is computed based on the acceptance limit value WIN. That is, PRMG is calculated from the expression 5 and the expression 6, and let this be the minimum output PRMGminp of RMG70. Subsequently, this PRMGminp and TRMG which satisfies the expression 7 from the revolving speed NRMG of RMG70 are calculated, and let this be the minimum output torque TRMGminp of RMG70.

[0089]

(Expression 5)

$PMG + PRMG = WIN$ (expression 6)

$[(PMG \times EFMG + NE \times TEbase) \times EFCVT] : (PRMG \times EFRMG)$

$(1 - Ktr) = : Ktr$ (expression 7)

$NRMG \times TRMG + PRMGloss = (NRMG, TRMG) PRMGminp$ [0090] Then, in SD33 corresponding to said 2nd electric motor actuation control means 332, the output torque basic value TRMGbase of RMG70 is computed from the expression 8. This output torque basic value TRMGbase is basic torque outputted from RMG70, RMG70 drives so that this value may be outputted in principle, but actually, RMG70 drives so that the value after the below-mentioned upper and lower limit guard process may be outputted. In the expression 8, GRR is a moderating ratio of the subdrive 12 (reduction gear 72).

[0091] (Expression 8)

$TRMGbase = Tdrv \times Ktr / GRR$ [0092] And in SD34 corresponding to said 2nd motor operation limiting means 336. In order to perform restriction originating in the temperature of restriction [originating in the accumulating electricity device 112], and RMG70 to the above-mentioned output torque basic value TRMGbase, The upper and lower limit guard process by the above-mentioned TRMGmaxp and TRMGminp, said TRMGmax, and TRMGmin is performed according to the expression 9 and the expression 10, and the value after an upper and lower limit guard process is determined as the output torque preliminary decision value TRMGtmp of RMG70.

[0093] (Expression 9)

$TRMGminp \leq TRMGbase \leq TRMGmaxp$ (expression 10)

$TRMGmin \leq TRMGbase \leq TRMGmax$ [0094] It returns to drawing 18 and the output torque preliminary decision value TRMGtmp of MG16 is computed in SD4 by performing the front motor torque preliminary decision routine shown, for example in drawing 21. That is, in SD41 of drawing 21, the upper limit TMGmax of the output torque of MG16 is computed based on the carrying-out limit value WOUT. Namely, based on the output torque preliminary decision value TRMGtmp of above-mentioned RMG70, the output PRMG of RMG70 is computed from the expression 11, Maximum output PMG (=WOUT -PRMG) of MG16 is computed from the output PRMG of the RMG70, the maximum output torque TMG of MG16 is searched for based on maximum output PMG (=WOUT -PRMG) of the MG16 from the expression 12, and this is set to TMGmaxp. Minimum output PMG (=WIN -PRMG) of MG16 is computed from the output PRMG of RMG70, the minimum output torque TMG of MG16 is searched for based on minimum output PMG (=WIN -PRMG) of the MG16 from the expression 12, and this is set to TMGminp. In the expression 12, PMGloss (NMG, TMG) is the loss of MG16.

[0095] (Expression 11)

$PRMG = NRMG \times TRMGtmp + PRMGloss$ (NRMG, TRMG)

(Expression 12)

$NMG \times TMG + PMGloss$ (NMG, TMG) = PMG [0096] Subsequently, in SD42 corresponding to said 1st electric motor actuation control means 330. The output torque basic value TMGbase of MG16 The driver demand torque Tdrv from the expression 13, and the output torque preliminary decision value TRMGtmp of RMG70. It computes based on the engine output torque basic value TEbase, and it orders so that the output torque basic value TMGbase may be outputted from MG16. In the expression 13, GRF is a moderating ratio of the main drive (the epicyclic gear drive 18 and the nonstep variable speed gear 20). Since the output torque basic value TMGbase of MG16 is computed by the output torque preliminary decision value TRMGtmp of RMG70 in the expression 13 based on the value which deducted the moderating ratio GRR from the driver demand torque Tdrv, For example, when the output torque of RMG70 is restricted in SD34, only the part is increased by the output torque basic value TMGbase of MG16, and the sum total driving force or regenerative braking force of vehicles is held uniformly. Therefore, in this example, this SD42 also supports said 1st electric motor operation boosting means 338.

[0097] (Expression 13)

$TMGbase = (Tdrv - TRMGtmp \times GRR) / GRF - TEbase$ [0098] Then, in SD43 corresponding to said 1st motor operation limiting means 334. In order to perform restriction originating in the temperature of restriction [originating in the accumulating electricity device 112], and MG16 to the above-mentioned output torque basic value TMGbase, The upper and lower limit guard process by the above-mentioned TMGmaxp and TMGminp, said TMGmax, and TMGmin is performed according to the expression 14 and the expression 15, and the value after an upper and lower limit guard process is determined as the output torque preliminary decision value TMGtmp of MG16.

[0099](Expression 14)

$TMGmin \leq TMGbase \leq TMGmax$ (expression 15)

$TMGmin \leq TMGbase \leq TMGmax$ [0100] It returns to drawing 18, and in SD5, the temporary torque $Tftmp$ of a front wheel (axle) is computed from the expression 16, and the temporary torque $Trtmp$ of a rear wheel (axle) is computed from the expression 17.

[0101](Expression 16)

$Tftmp = (TMG + TEbase) \times (NIN / NOUT) \times EFCVT \times GRF$ (expression 17)

$Trtmp = TRMGtmp \times GRR$ [0102] Next, in SD6, [whether temporary torque $|Trtmp|$ of the above-mentioned rear wheel is below the value which hung the rear wheel torque distribution ratio Ktr on total value $|Tftmp + Trtmp|$ of the temporary torque $Tftmp$ of a front wheel, and the temporary torque $Trtmp$ of a rear wheel, and] That is, it is judged [of temporary torque $|Trtmp|$ of a rear wheel to total value $|Tftmp + Trtmp|$] whether it is below the rear wheel torque distribution ratio Ktr comparatively ($|Trtmp| / |Tftmp + Trtmp|$). When judgment of this SD6 is affirmed, in SD7, the temporary torque $TRMGtmp$ of the above-mentioned rear wheel is determined as output torque $TRMG$ of $RMG70$.

[0103] However, in SD8, when judgment of above-mentioned SD6 is denied, after the output torque of $RMG70$ is re-calculated, the above-mentioned SD7 is performed. In this SD8, the rear motor output torque re-calculation routine shown, for example in drawing 22 is performed. At SD81 of drawing 22, it is a rate of the front-wheel temporary torque $Tftmp$, a front-wheel torque distribution ratio $(1 - Ktr)$, and the rear wheel torque distribution ratio Ktr from the expression 18. $[Ktr / (1 - Ktr)]$ it is alike, and the torque $Trtmp$ of a rear wheel is computed by being based, and the temporary output torque value $TRMGtmp$ of $RMG70$ is computed in SD82 based on the torque $Trtmp$ of the rear wheel, and the moderating ratio GRR of the subdrive 12 from the expression 19. Since the output torque of $MG16$ was restricted by said SD43, here, for example, When [of temporary torque $|Trtmp|$ of a rear wheel to total value $|Tftmp + Trtmp|$ of the temporary torque $Tftmp$ of a front wheel, and the temporary torque $Trtmp$ of a rear wheel] a top turns around the rear wheel torque distribution ratio Ktr comparatively ($|Trtmp| / |Tftmp + Trtmp|$), with the above-mentioned expression 18. The partition ratio of the front-wheel torque distribution ratio $(1 - Ktr)$ whose partition ratio $(Trtmp / Tftmp)$ of the front-wheel temporary torque $Tftmp$ and the rear wheel temporary torque $Trtmp$ is a target distribution ratio defined beforehand, and the rear wheel torque distribution ratio Ktr $[Ktr / (1 - Ktr)]$ it becomes — as — namely, the driving-force-distributing ratio or regenerative-braking-force distribution ratio of an actual condition order ring — a target distribution ratio $[Ktr / (1 - Ktr)]$ Since the rear wheel temporary torque $Trtmp$ is reduced corresponding to the limit amount of the output torque of above-mentioned $MG16$ so that it may become, the above-mentioned SD8 supports said 2nd electric motor operation reduction means 340.

[0104](Expression 18)

$Trtmp = Tftmp \times [Ktr / (1 - Ktr)]$

(Expression 19)

$TRMGtmp = Trtmp \times GRR$ [0105] As mentioned above, according to this example, since it changes into the state where the correlation of the thermal rating of $MG16$ (the 1st electric motor) and $RMG70$ (the 2nd electric motor) is specific, the order wheel drive vehicle could have the driving force balance taken into consideration, and running stability can be held.

[0106] According to this example, from the thermal rating of $MG16$ (the 1st electric motor) being made higher than the thermal rating of $RMG70$ (the 2nd electric motor). Although the thermal rating of $RMG70$ which drives the rear wheels 80 and 82 is lower than the thermal rating of $MG16$ which drives the front wheels 66 and 68 and the output of $RMG70$ by the side of a rear wheel is restricted previously, since it is the rear wheels 80 and 82, there is an advantage on which the stability of vehicles is held comparatively.

[0107] In the time of the operation limiting of $RMG70$ [according to this example] by the 2nd motor operation limiting means 336 (SD34) (at the time of drive operation limiting or regenerative operation restrictions), The total driving force or regenerative braking force of vehicles is secured maintaining the stability of vehicles comparatively, since the operation (a drive operation or a regenerative operation) of $MG16$ is increased by the 1st electric motor operation boosting means 338 (SD42). For example, the output of $MG16$ is increased so that total driving force of the vehicles corresponding to the driver demand torque $Tdrv$ may not be changed in the time of the load limitation of $RMG70$. The total driving force or regenerative braking force of vehicles is secured the stability of vehicles being held by increasing the regeneration of $MG16$ so that all the regenerative braking torques of vehicles may not be changed at the time of regeneration restrictions of $RMG70$.

[0108] In the time of the operation limiting of $MG16$ [according to this example] by the 1st motor operation limiting means 334 (SD43), Since the operation of $RMG70$ is reduced in order to make the partition ratio of an order ring into a target distribution ratio by the 2nd motor-output reduction means 340 (SD8) (i.e., in order to set the torque distribution ratio of the rear wheels 80 and 82 to Ktr), the stability of vehicles is secured. For example, so that the torque assignment ratio Ktr of an order ring, i.e., a rear wheel torque assignment ratio, may be maintained at the time of the load limitation of $MG16$. Or the total driving force or regenerative braking force of vehicles is secured, the stability of vehicles being held by reducing the output of $RMG70$ so that it may become front-wheel drive (FF) rather than it, and reducing the regeneration of $RMG70$ in a similar manner at the time of regeneration restrictions of $MG16$.

[0109] Drawing 23 is a flow chart explaining other control actuation of drawing 9. In this flow chart, in the point that SA30 performed when SA1 is deleted and judgment of SA2 is affirmed as compared with drawing 9 is provided, it is different, and others are the same. The same numerals are given to the portion which is common in drawing 9, and

explanation is omitted.

[0110]In the above-mentioned SA30, it is judged whether it is a cold condition below the prescribed temperature that outdoor air temperature may produce road surface friction coefficient change, and a road surface gradient is the climb run more than a predetermined angle. This climb run is judged based on the signal from G sensor before and after not illustrating, for example. Or using the acceleration difference of acceleration before and after memorizing at the time of the coasting run to which the time of a stop of vehicles or the accelerator pedal 122 is not operated, and the acceleration in front of start being equivalent to a road surface gradient, when the acceleration difference exceeds a predetermined value, a climb run may be judged. In this case, there is an advantage by which an erroneous decision is not carried out to a climb in the high acceleration degree start in a flat road.

[0111]When judgment of above-mentioned SA30 is affirmed, by performing 16 or less SA, the 1st output torque field which can obtain big driving force relatively is chosen, and RMG70 drives according to the 1st output torque field. The four-wheelp-drive run from which big driving force is obtained by this is performed. However, since the 2nd output torque field where maximum torque was set up small is chosen from the 1st output torque field by performing 19 or less SA when judgment of above-mentioned SA30 is denied, RMG70 drives according to the 2nd output torque field. Thereby, although it is enough on a flat road or a high mu way, the four-wheelp-drive run by which power consumption was controlled is performed, and the driving load of RMG70 is reduced.

[0112]In the above-mentioned SA30, it may be made to be judged whether it is a cold condition below the prescribed temperature that outdoor air temperature may produce road surface friction coefficient change, or a road surface gradient is the climb run more than a predetermined angle. In this case, when it is a cold condition below the prescribed temperature that outdoor air temperature may produce road surface friction coefficient change, and when a road surface gradient is the climb run more than a predetermined angle. By performing both 16 or less SA, the 1st output torque field which can obtain big driving force relatively is chosen, and RMG70 drives according to the 1st output torque field. However, by performing 19 or less SA, not the cold condition below the prescribed temperature that outdoor air temperature may produce road surface friction coefficient change but when a road surface gradient moreover is not the climb run more than a predetermined angle. Since the 2nd output torque field where maximum torque was set up small is chosen from the 1st output torque field, RMG70 drives according to the 2nd output torque field.

[0113]In the time of the Tosaka start of the vehicles with which drawing 24 followed the important section of other control facilities provided in said hybrid controlling device 104, i.e., the driving force of the front wheels 66 and 68, It is a functional block diagram explaining the high mu way assist control which operates RMG70 according to a predetermined driving-force-distributing ratio in order to heighten the driving force of vehicles temporarily, and generates driving force also from the rear wheels 80 and 82. In drawing 24, the target output determination means 348 determines target-driving-force F_{T1} based on control input (accelerator opening) θ_{aA} and the vehicle speed V about [122] operation of the output control means by a actual driver (for example, an accelerator pedal) from the relation which is shown, for example in drawing 25 and which was memorized beforehand. The relation shown in above-mentioned drawing 25 is beforehand called for experimentally, in order to realize a driver's requested driving force or demand acceleration force.

[0114]The ramp starting assist control means 350 until vehicles reach a prescribed speed by operation of the accelerator pedal 122 in advance of start operation of vehicles, Are the driving force of the size corresponding to a road grade, and Below the speed in the direction of driving down slope of the vehicles at the time of start of the direction of a climb (for example, the degree of recession velocity), i.e., the slipping-down predetermined vehicle speed with a bigger speed than zero, for example, crawling [of about 1-3 km/h]. Or the driving force of the size carried out in the direction of driving down slope with the acceleration about $1.0\text{--}m[\text{ }] \text{ sec}^2$ is given to vehicles. Namely, the ramp starting assist control means 350, The road surface gradient detecting means 352 memorized based on the output signal of an acceleration sensor before and after not illustrating order acceleration G_{xstp} at the time of a vehicle interdiction and brakes operation at the time of the stop corresponding to inclination in order that the road surface from which vehicles tend to depart may carry out inclination (angle) detection for example. For example, a temporary correction driving power determination means 354 to determine temporary correction driving power dF_K which should be added in order to control the retreat at the time of the Tosaka start based on order acceleration G_{xstp} at the time of the stop corresponding to actual inclination from the relation which is shown in drawing 26, and which was memorized beforehand. Based on temporary correction driving power dF_K determined by the temporary correction driving power determination means 354, as shown in drawing 27, Although it increases promptly relatively in the standup period for about 0.2 second ($t_0 - t_1$) at the time of an output start and temporary correction driving power dF_K is reached. At the time of the end of an output, for example, the correction driving force generating means 355 which generates the correction driving power dF which decreases gently relatively from the temporary correction driving power dF_K in 1 thru/or the falling period for about 2 seconds ($t_2 - t_3$). In order to give the correction driving power dF to the driving force of vehicles, it has a correction driving power grant means 356 to add to said target-driving-force F_{T1} . The relation shown in above-mentioned drawing 26 is beforehand called for experimentally so that it may become the degree of recession velocity of the vehicles at the time of the Tosaka start (i.e., below the slipping-down predetermined vehicle speed with a bigger speed than zero), for example, crawling [of about 1-3 km/h], or so that it may become in the direction of driving down slope with the acceleration about

$1.0\text{-m[/]}^2 \text{ sec}$, Order acceleration $G_{x\text{stp}}$ is determined that temporary correction driving power dF_K will increase-like within the limits of G_1 thru/or G_2 proportionally with the increase in order acceleration $G_{x\text{stp}}$ at the time of a stop in the predetermined gradient range (at i.e., the time of a stop). When order acceleration $G_{x\text{stp}}$ is smaller than G_1 , even if it does not give the correction driving power dF at the time of a stop, the degree of recession velocity is loose. When order acceleration $G_{x\text{stp}}$ is larger than G_2 , in order to enlarge with the degree of recession velocity after it on a road surface inclination at the time of a stop, the increase in temporary correction driving power dF_K is saturated.

[0115]Relation θ_{A1} is set up beforehand as accelerator opening θ_A shows to drawing 28 ($G_{x\text{stp}}$) The amendment start improper judging means 358 which judges whether ramp starting assist amendment of driving force is unnecessary based on whether judgement reference value θ_{A1} calculated based on actual road surface gradient $G_{x\text{stp}}$ and the car weight W from W was exceeded. The amendment stop judging means 360 judged for whether the climb starting assist control which gives the correction driving power dF based on whether accelerator opening θ_A exceeded judgement reference value θ_{A2} set up beforehand is stopped is established. The above-mentioned ramp starting assist control means 350 356, i.e., a correction driving power grant means. When judged with amendment of driving force being unnecessary by the amendment start improper judging means 358, do not perform climb starting assist control, but. When it judges that accelerator opening θ_A exceeded about 20% of judgement reference value θ_{A1} corresponding to the inclination which is about 10 degrees, the Tosaka starting assist control is started. the above-mentioned ramp starting assist control means 350 356, i.e., a correction driving power grant means. Since the driving force based on the accelerating operation of the accelerator pedal 122 is heightened when judged with having exceeded judgement reference value θ_{A2} by which accelerator opening θ_A was beforehand set up by the above-mentioned amendment stop judging means 360 during climb starting assist control, Starting assist control is stopped or terminated.

[0116]The vehicle speed judging means 362 which judges whether it is more than decision-criterion vehicle speed V_1 by which the vehicle speed V was beforehand set as about 1-3 km/h, The brake non operation continuation judging means 364 which judges whether the non operation of the brake pedal 124 is continued as for more than predetermined time T_1 is established. Said ramp starting assist control means 350 356, i.e., a correction driving power grant means. [whether it is judged with it not being more than decision-criterion vehicle speed V_1 to which the vehicle speed V was beforehand set by the vehicle speed judging means 362 (lower than decision-criterion vehicle speed V_1), and] Or when judged with continuous operation of the brake pedal 124 not being carried out by the brake non operation continuation judging means 364 as for more than predetermined time T_1 , give the above-mentioned correction driving power dF to the driving force of vehicles, but. When it is judged with it being more than decision-criterion vehicle speed V_1 to which the vehicle speed V was set beforehand or the non operation of the brake pedal 124 is continued as for more than predetermined time T_1 , climb starting assist control which gives the above-mentioned correction driving power dF to the driving force of vehicles is not performed. Namely, the climb starting assist control by the above-mentioned ramp starting assist control means 350 356, i.e., a correction driving power grant means. It is carried out when more than predetermined time T_1 is not continuing, even if the Bray Keon operation is carried out under a stop of vehicles or for the vehicle speed V when lower than very low decision-criterion vehicle speed V_1 , or the turn off operation is carried out.

[0117]The motor drive control means 366 controls the output of the motor of vehicles so that target-driving-force F_{T2} ($= F_{T1} + dF$) to which the correction driving power dF was added by the correction driving power grant means 356 is obtained. For example, by making MG16 to the engine 14 and/or target-driving-force F_{T1} which are the motors of a front-wheel system output, and making the correction driving power dF for climb start output from RMG70 which is a motor of a rear wheel system. Before operation of the accelerator pedal 122, retreat of vehicles is chiefly limited to a slight speed of about 1-3 km/h with the correction driving power dF , and when climb start is started by operation of the accelerator pedal 122, the total driving force of vehicles is made into target-driving-force F_{T2} as a four-wheel-drive state.

[0118]Drawing 29 and drawing 30 are the flow charts explaining the important section of the control actuation of the hybrid controlling device 104 of this example, drawing 29 shows a driving-force-control routine, and drawing 30 shows the Tosaka start correction driving power calculation routine, respectively.

[0119]In drawing 29, accelerator opening θ_A which is the vehicle speed V and a control input of the accelerator pedal 122, order acceleration G_x , etc. are read from the output signal of the sensor which is not illustrated by SE1. Subsequently, in SE2 corresponding to said target output determination means 348, target-driving-force F_{T1} which is a driver's requested driving force is determined based on control input (accelerator opening) θ_A and the vehicle speed V of the actual accelerator pedal 122 from the relation which is shown, for example in drawing 25 and which was memorized beforehand. Then, in SE3 and SE4 corresponding to said ramp starting assist control means 350, Until vehicles reach a prescribed speed by operation of the accelerator pedal 122 in advance of start operation

of vehicles, Are the driving force of the size corresponding to a road grade, and Below the degree of recession velocity of the vehicles at the time of climb start, i.e., the slipping-down predetermined vehicle speed with a bigger speed than zero, for example, crawling [of about 1-3 km/h]. Or the driving force of the size made into the acceleration about $1.0 \text{ m}[\text{sec}]^{-2}$ in a retreat direction is given to vehicles.

[0120]Drawing 30 shows the routine which computes the Tosaka start correction driving power of explaining the operation of above-mentioned SE3 in detail. In drawing 30, by SE31 corresponding to said amendment start improper judging means 358. Relation $\theta_{A1} = f$ set up beforehand as accelerator opening θ_A shows to drawing 28 (G_{xstp}) Based on whether judgement reference value θ_{A1} calculated based on actual road surface gradient G_{xstp} and the car weight W from W was exceeded, it is judged whether ramp starting assist amendment of driving force is unnecessary. Since it is in the state operated comparatively greatly so that it may become not less than 20% for start of the accelerator pedal 122 when judgment of this SE31 is affirmed, In SE32, in order to make correction driving power dF computed into zero, calculation of correction driving power is made not to be started by setting the contents of order G sensor value G_{xstp} as "0" compulsorily at the time of the stop corresponding to a road surface gradient substantially.

[0121]However, since it is in the state where start operation of the accelerator pedal 122 is not yet carried out when judgment of above-mentioned SE31 is denied, SE33 corresponding to said road surface gradient detecting means 352, SE34, and SE35 are performed. It is judged for example, based on the vehicle speed V whether vehicles are stopping at SE33, and it is judged based on the output signal from the brake switch which is not illustrated, for example in SE34 whether the brake pedal 124 is operated. When both judgment of SE33 and SE34 is affirmed, in SE35, the output value of an order [at that time] G sensor is memorized as gravity value G_{xstp} showing a road surface gradient.

[0122]Subsequently, in order to judge whether the amendment for climb start became unnecessary by the increase in driving force at the time of start by operation of the accelerator pedal 122 in SE36 corresponding to said amendment stop judging means 360, It is judged whether accelerator opening θ_A exceeded judgement reference value θ_{A2} set up beforehand. When judgment of this SE36 is affirmed, in order to make into zero correction driving power dF computed in SE37, calculation of correction driving power is made not to be started by setting the contents of order G sensor value G_{xstp} as "0" preferentially at the time of the stop corresponding to a road surface gradient substantially.

[0123]However, when judgment of above-mentioned SE36 is denied, In SE38 corresponding to said temporary correction driving power determination means 354, temporary correction driving power dF_K which should be added in order to control the retreat at the time of the Tosaka start based on order acceleration G_{xstp} at the time of the stop corresponding to actual inclination from the relation which is shown in drawing 26, and which was memorized beforehand is determined. Subsequently, in SE39 corresponding to said correction driving force generating means 355, Based on the above-mentioned temporary correction driving power dF_K , as shown in drawing 27, immediately after a correction driving power grant start, increase promptly relatively in the standup period for about 0.2 second ($t_0 - t_1$), and reach temporary correction driving power dF_K , but. At the time of the end of correction driving power grant, the correction driving power dF which decreases gently relatively from the temporary correction driving power dF_K in 1 thru/or the falling period for about 2 seconds ($t_2 - t_3$) is generated.

[0124]When judgment of said SE33 is denied, in SE40 corresponding to said vehicle speed judging means 362, it is judged whether it became more than decision-criterion vehicle speed V_1 by which the actual vehicle speed V was beforehand set as about 1-3 km/h. Since vehicles are in the state out of which the climb vehicle speed does not yet come by climb start when judgment of this SE40 is denied, in order to make the control for giving the correction driving power for climb start continue, 36 or less SE is performed, but. Since it is in the state made [vehicles] to already carry out an advancing travel start at the time of climb start and is in the state it became unnecessary to give the correction driving power corresponding to a road grade for climb start when judgment of the SE40 is affirmed, In order to terminate substantially the control which gives the correction driving power, said 32 or less SE is performed.

[0125]When judgment of said SE34 is denied, in SE41 corresponding to said brake non operation continuation judging means 364, it is judged whether more than predetermined time T_1 by which the brake pedal 124 was set as about 1 second is operated continuously. Since it is in the state where a driver's advance intention may exist when judgment of this SE41 is denied, in order to make the control for giving the correction driving power for climb start continue, 36 or less SE is performed, but. since it is in the state where it is better to have thought that a driver's advance intention did not exist, and for the bottom of the shearing of the vehicles of a climb way to have boiled ** as usual, and to carry out it when judgment of the SE41 is affirmed, in order to terminate substantially the control which gives the correction driving power, said 32 or less SE is performed.

[0126]Subsequently, return to drawing 29 and in SE4 corresponding to said correction driving power grant means 356. In order to give the correction driving power dF computed in the above-mentioned SE39 to the driving force of vehicles, final target-driving-force F_{T2} after amendment is computed by being added to target-driving-force F_{T1} calculated in said SE2. And in SE5 corresponding to said motor drive control means 366, the output of the motor of vehicles is controlled so that target-driving-force $F_{T2} (=F_{T1} + dF)$ to which the correction driving power dF computed

in SE39 was added is obtained. For example, the total driving force of vehicles is made into target-driving-force F_{T2} by making MG16 to the engine 14 and/or target-driving-force F_{T1} which are the motors of a front-wheel system output, and making the correction driving power dF for climb start output from RMG70 which is a motor of a rear wheel system.

[0127]When it is judged with amendment of driving force being unnecessary by SE31 (amendment start improper judging means 358) in the above-mentioned SE4, When judged with having exceeded judgement reference value θ_{A2} by which accelerator opening θ_A was beforehand set up by SE36 (the above-mentioned amendment stop judging means 360) during climb starting assist control, When judged with it not being more than decision-criterion vehicle speed V_1 to which the vehicle speed V was beforehand set by SE40 (vehicle speed judging means 362) (lower than decision-criterion vehicle speed V_1). Or when judged with continuous operation of the brake pedal 124 not being carried out by SE41 (brake non operation continuation judging means 364) as for more than predetermined time T_1 . Since correction driving power dF which order acceleration G_{xstp} is set as zero at the time of a stop, and is called for from it is also made into zero, it is stopped by not performing climb starting assist control which gives the correction driving power dF substantially to the driving force of vehicles.

[0128]As mentioned above, according to the ramp starting assist control means 350, in the driving force control of the vehicles of this example. When performing drive controlling of the vehicles which give driving force to the driving wheel of vehicles corresponding to order acceleration G_{xstp} at the time of the stop showing a road grade, From driving force $F_{T2} (=F_{T1}+dF)$ of vehicles being set up become in the direction of driving down slope with the

acceleration about $1.0-m[/]^2 \text{ sec}$ so that the vehicle speed may become at the time of the Tosaka start of vehicles below in a larger predetermined vehicle speed than zero. Since it is slightly retreated below with specified acceleration in the direction of driving down slope before treading in of the accelerator pedal 122 on the occasion of ramp start of vehicles by below a predetermined vehicle speed or the direction of driving down slope, while ** is controlled for the bottom of the shearing of vehicles, a driver can know a road grade correctly. For this reason, the driver can break in now according to ramp inclination on the occasion of start of vehicles. Namely, although retreat power F_R of the conventional vehicles which are the differences of the energizing force of a vehicles retreat direction and fixed creep force, such as friction, based on gravity has the character which becomes so large that order acceleration G_{xstp} becomes large at the time of a road surface angle of inclination, i.e., a stop, as shown in drawing 31, From becoming so large that order acceleration G_{xstp} becoming large at the time of a stop being determined from the relation which temporary correction driving power dF_K shows to drawing 26 as mentioned above, and being given to the vehicle driving force of a forward direction. Actual retreat power F_R' which is a difference of the energizing force of a vehicles retreat direction based on the above-mentioned gravity and target-driving-force F_{T2} (it becomes temporary correction driving power dF_K in a vehicle interdiction) is made smaller than retreat power F_R of the above-mentioned conventional vehicles, and is made approximately regulated. For example, in G_a to which order acceleration G_{xstp} becomes large one by one at the time of a stop, G_b , and G_c . As opposed to the conventional retreat power having been F_{Ra} , F_{Rb} , and F_{Rc} , this example — **** — temporary — correction driving — power — dF_K — a part — only — being small — F_{Ra}' — F_{Rb}' — F_{Rc}' — carrying out — having — **** — them — F_{Ra} — F_{Rb} — F_{Rc} — mutual — abbreviated — it is considered as the equivalent value.

[0129]Climb start is faced when performing drive controlling of the vehicles which give driving force to the driving wheel of vehicles corresponding to order acceleration G_{xstp} at the time of the stop showing a road grade according to this example, When it judges that the non operation duration time of the brake pedal 124 is longer than predetermined T_1 time which is about 1 second during a stop of vehicles by the brake non operation continuation judging means 364, Since grant of the driving force dF corresponding to a road grade is stopped, since ** is permitted, in the state where there is no a driver's advance intention, the bottom of the shearing of vehicles can tell a driver about the grade of a road grade.

[0130]When performing drive controlling of the vehicles which give driving force to a driving wheel corresponding to order acceleration G_{xstp} at the time of the stop which expresses a road grade at the time of climb start of vehicles according to the correction driving power grant means 356 of this example, Driving force is raised promptly [when carrying out the execution start of the grant of the driving force dF corresponding to a road grade], Since it decreases driving force gently at the time of the stop of grant of the driving force dF corresponding to a road grade, or an end, when starting execution of grant of the driving force dF , while control of ** is performed promptly, the bottom of the shearing in the time of climb way start, At the time of the stop of grant of the driving force dF , or an end, grant of driving force is stopped comfortable.

[0131]In the four-wheel drive car which according to this example enabled the drive of either the front wheels 66 and 68 or the rear wheels 80 and 82 1st motor 14, for example, engine, and MG16, and enabled the drive of another side by 2nd motor, for example, MG, 70, Based on operation grade, for example, accelerator opening, θ_A and the vehicle speed V of an output control means of a driver, target-driving-force F_{T1} is calculated for the control device

of the four-wheel drive car (target output determination means 348), Driving force F_{T2} which should be outputted from the front-wheel and rear wheel side based on the target-driving-force F_{T1} . By that by which the driving force of the front wheels 66 and 68 and the rear wheels 80 and 82 is controlled to become the value amended based on order acceleration G_{xstp} at the time of the stop which expresses a road grade at the time of vehicle departing (the correction driving force generating means 355, correction driving power grant means 356). It is considered as the driving force distributing of a ring before and after suiting the inclination at the time of a climb start run at the same time the target driving force suitable for a driver's demand is attained.

[0132]In the drive controlling of the vehicles which perform, the control, i.e., the climb assist control, which give driving force to the driving wheel of vehicles corresponding to order acceleration G_{xstp} at the time of the stop showing said road surface road grade according to this example, From the driving force of vehicles being set up corresponding to a road grade so that the retreat vehicle speed may become within the limits of within the limits of a predetermined road grade, i.e., G_1 , thru/or G_2 by the temporary correction driving power determination means 354 below in a predetermined vehicle speed. Since it is no longer increased more than it by the driving force of the vehicles set up so that the retreat vehicle speed may become below in a predetermined vehicle speed when a road grade exceeds a predetermined road grade, a driver can know a road grade much more correctly.

[0133]According to this example, by said temporary correction driving power determination means 354, the correction driving force generating means 355, and the correction driving power grant means 356. Corresponding to order acceleration G_{xstp} , it faces giving driving force to the driving wheel of vehicles at the time of the stop showing a road surface road grade, When driving force F_{T2} ($=F_{T1}+dF$) of vehicles is set up so that the acceleration of the direction of driving down slope may become below in specified acceleration so that below a larger predetermined vehicle speed than zero may become at the time of climb start of vehicles, the vehicle speed, i.e., the retreat vehicle speed, of the direction of driving down slope, or, Since the predetermined vehicle speed is made into several kilometers, for example, the vehicle speed of 1 thru/or 3 km/h, the bottom of the shearing of a climb way is controlled by the value with preferred **.

[0134]When judged with accelerator opening θ_A corresponding to requested-driving-force F_{T1} , i.e., the requested-driving-force F_{T1} , which said driver demands having become more than predetermined value θ_{A2} that is not zero by the amendment stop judging means 360 according to this example, From it being that by which grant of the driving force dF corresponding to a road grade is stopped. When accelerator opening θ_A corresponding to requested-driving-force F_{T1} , i.e., the requested-driving-force F_{T1} , is within the limits from zero to predetermined value θ_{A2} , The driving force which becomes large corresponding to a road grade becoming large is given, and retreat (slipping down) of vehicles is prevented suitably.

[0135]As mentioned above, although the example of this invention was described in detail based on the drawing, this invention is applied also in other modes.

[0136]For example, although the vehicles of the above-mentioned example were wheel drive (four-wheel drive) form before and after the main drive 10 provided with engine 14 and MG16 drives the front wheels 66 and 68 and the subdrive 12 provided with RMG70 drives the rear wheels 80 and 82, It may be front-wheel drive vehicles and rear-drive vehicles, and the motor may comprise at least one, such as an engine, an electric motor, and a hydraulic motor. If what is necessary is just the vehicles provided with the function which can give temporary correction driving power dF_K to the driving force of the vehicles corresponding to target-driving-force F_{T1} (addition) in short and a motor is an engine, opening and closing control of the throttle valve should just be carried out by an actuator. If a motor is an electric motor or a hydraulic motor, correction driving power dF_K may be easily given by the current control to the electrical machinery motor which drives the electric motor or hydraulic motor.

[0137]In the above-mentioned example, although two or more kinds of examples of control were explained, in predetermined vehicles, those examples of control are combined mutually suitably, and may be carried out.

[0138]In the above-mentioned example, the correction driving power dF for climb start is beforehand called for by the correction driving force generating means 355, In order to give the correction driving power dF to the driving force of the vehicles corresponding to target-driving-force F_{T1} , the correction driving power dF was added to target-driving-force F_{T1} by the correction driving power grant means 356, but, In order that the correction factor (it is large from 1) for climb start may be calculated beforehand and may give the correction factor to the driving force of the vehicles corresponding to target-driving-force F_1 , the multiplication of the correction factor may be made to be carried out to target-driving-force F_1 , and even if climb start is any of advance and retreat, it is applied.

[0139]Although the above-mentioned correction driving power dF was made to output in the motor driving-force-control means 366 of the above-mentioned example from the rear wheels 80 and 82 driven by RMG70, May make it output from the front wheels 66 and 68 driven to engine 14 or MG16, and when it is in a four-wheel-drive state, It may be made to output from the front wheels 66 and 68 driven to rear wheel 80 and 82 and engine 14, or MG16 driven by RMG70 so that the driving-force-distributing ratio at that time may not be changed.

[0140]In the above-mentioned example, although the road surface gradient detecting means 352 had detected the road surface gradient (road surface inclination) by memorizing order acceleration G_{xstp} at the time of the stop which is an output signal of G [order] sensor under a vehicle interdiction and brakes operation, A tiltmeter etc. may

detect a road surface gradient.

[0141]Although the vehicles of the above-mentioned example equipped the transmitting power course with the nonstep variable speed gear 20, they may an epicyclic gear type or always be provided with the owner stage gearbox of a geared type parallel dual drum arrangement.

[0142]Although driving force control of the vehicles shown in drawing 29 and drawing 30 with the hybrid controlling device 104 was performed in the above-mentioned example, it does not interfere, even if it performs with other control devices.

[0143]As mentioned above, although the example of this invention was described in detail based on the drawing, this is one embodiment to the last, and this invention can be carried out in the mode which added various change and improvement based on a person's skilled in the art knowledge.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.*** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

- [Drawing 1] It is a main point figure explaining the composition of the power transmission device of the four-wheel-drive vehicles provided with the control device of one example of this invention.
- [Drawing 2] It is a figure explaining the important section of the hydraulic control circuit which controls the epicyclic gear drive of drawing 1.
- [Drawing 3] It is a figure explaining the control device formed in the four-wheel-drive vehicles of drawing 1.
- [Drawing 4] It is a figure showing the rate curve of the best fuel consumption which is a target of the operating point of the engine controlled by the engine control system of drawing 3.
- [Drawing 5] It is a chart showing the control mode chosen by the hybrid controlling device of drawing 3.
- [Drawing 6] It is a nomograph explaining the operation of the epicyclic gear drive in the ETC mode controlled by the hybrid controlling device of drawing 3.
- [Drawing 7] It is a functional block diagram explaining the important section of control facilities, such as a hybrid controlling device of drawing 3.
- [Drawing 8] It is a figure showing two or more kinds of output torque fields memorized in the output torque field memory measure of drawing 7.
- [Drawing 9] It is a flow chart explaining the important section of the control actuation of the hybrid controlling device of drawing 3, etc., and is a figure showing an output torque field change and a rear wheel switching control routine.
- [Drawing 10] It is a flow chart explaining the important section of the control actuation of the hybrid controlling device of drawing 3, etc., and is a figure showing a four-wheel-drive stop control routine.
- [Drawing 11] It is a functional block diagram explaining the important section of control facilities, such as a hybrid controlling device of drawing 3.
- [Drawing 12] It is a flow chart explaining the important section of the control actuation of the hybrid controlling device of drawing 3, etc., and is a figure showing an output torque field change and a rear wheel switching control routine.
- [Drawing 13] In the 2nd motor actuation control means of drawing 11, it is a figure showing the relation beforehand memorized for computing driver demand torque.
- [Drawing 14] It is a time chart explaining the control actuation of drawing 12.
- [Drawing 15] It is a functional block diagram explaining the important section of control facilities, such as a hybrid controlling device of drawing 3.
- [Drawing 16] It is a figure showing the output torque field which makes a parameter temperature of MG of drawing 1 or drawing 3, or RMG.
- [Drawing 17] It is a figure showing the temperature characteristics of the acceptance limit value WIN in the accumulating electricity device of drawing 3, and the carrying-out limit value WOUT.
- [Drawing 18] It is a flow chart explaining the important section of the control actuation of the hybrid controlling device of drawing 3, etc.
- [Drawing 19] It is a figure showing the engine instruction torque calculation routine of SD2 of drawing 11.
- [Drawing 20] It is a figure showing the RMG output torque preliminary decision routine of SD3 of drawing 11.
- [Drawing 21] It is a figure showing MG output torque determination routine of SD4 of drawing 11.
- [Drawing 22] It is a figure showing the RMG output torque re-calculation routine of SD8 of drawing 11.
- [Drawing 23] It is a figure showing other examples of the flow chart of drawing 9.
- [Drawing 24] It is a functional block diagram explaining other important sections of control facilities, such as a hybrid controlling device of drawing 3.
- [Drawing 25] It is a figure showing the relation which is used in order for the target output determination means of drawing 24 to determine target driving force, and which was memorized beforehand.
- [Drawing 26] It is a figure showing the relation which is used in order for the temporary correction driving power determination means of drawing 24 to determine temporary correction driving power, and which was memorized beforehand.
- [Drawing 27] It is a figure showing the relation which is used in order to generate correction driving power by the correction driving force generating means of drawing 24, and which was memorized beforehand.
- [Drawing 28] It is a figure showing the relation which is used in order to determine the judgement reference value for judging an amendment start failure in the amendment start improper judging means of drawing 24, and which was memorized beforehand.

[Drawing 29] It is a flow chart explaining the important section of the control actuation of the hybrid controlling device of drawing 24, and the driving-force-control routine is shown.

[Drawing 30] It is a flow chart explaining the important section of the control actuation of the hybrid controlling device of drawing 24, and the Tosaka start correction driving power calculation routine is shown.

[Drawing 31] The bottom of the shearing of the control actuation of the hybrid controlling device of drawing 24 is a figure explaining *****.

[Description of Notations]

14: Engine (the 1st motor)

66, 68: Front wheel

70: Rear motor generator (the 2nd motor)

80, 82: Rear wheel

348: Target output determination means

350: Ramp starting assist control means

352: Inclination detection means

354: Temporary correction driving power determination means

355: Correction driving force generating means

356: Correction driving power grant means

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-171377
(P2001-171377A)

(43) 公開日 平成13年6月26日 (2001.6.26)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テームコード* (参考)
B 6 0 K 17/356		B 6 0 K 17/356	
17/34		17/34	B
41/00	3 0 1	41/00	3 0 1 A
			3 0 1 B
			3 0 1 E
審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 30 頁) 最終頁に続く			

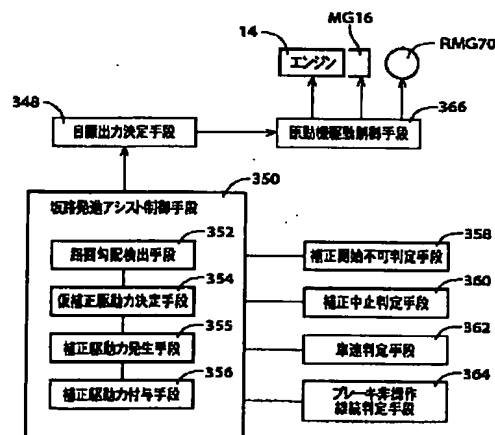
(21) 出願番号	特願2000-308305 (P2000-308305)	(71) 出願人	000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地
(22) 出願日	平成12年10月6日 (2000.10.6)	(72) 発明者	三上 強 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(31) 優先権主張番号	特願平11-287930	(72) 発明者	川畑 卓爾 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(32) 優先日	平成11年10月8日 (1999.10.8)	(74) 代理人	100085361 弁理士 池田 治幸
(33) 優先権主張国	日本 (J P)		

(54) 【発明の名称】 車両の駆動制御装置および4輪駆動車両の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 車両のずり下がりが抑制されるとともに運転者が道路勾配を正確に知ることができるようにした車両の駆動制御装置を提供する。

【解決手段】 車両の駆動力制御において、坂路発進アシスト制御手段350によれば、道路勾配を表す停車時前後加速度 G_{mp} に対応して車両の駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御を行う場合に、車両の登坂発進時において後退車速が零より大きい所定車速以下となるように車両の駆動力 F_n ($=F_n + dF$) が設定されることから、車両の坂路発進に際してはアクセルペダル122の踏込前では所定車速以下で僅かに後退させられるので、車両のずり下がりが抑制されるとともに運転者が道路勾配を正確に知ることができる。このため、運転者は車両の発進に際して坂路勾配に応じて踏込を行うことができるようになる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 登坂方向への発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御装置において、

道路勾配に対応して駆動力を付与する場合に、降坂方向の車速又は加速度が零より大きく且つ該零より大きい所定車速以下または所定加速度以下となるように該駆動力を設定することを特徴とする車両の駆動制御装置。

【請求項 2】 前記車両の駆動制御装置は、道路勾配が所定範囲内であるときに前記駆動力を設定するものである請求項 1 の車両の駆動制御装置。

【請求項 3】 前記所定車速は時速数キロメートルである請求項 1 または 2 の車両の駆動制御装置。

【請求項 4】 前記所定加速度は 1 m/s^2 程度である請求項 1 または 2 の車両の駆動制御装置。

【請求項 5】 前記車両の登坂方向への発進時において、車速が所定値よりも高くなると前記道路勾配に対応した駆動力の付与を中止するものである請求項 1 乃至 4 のいずれかの車両の駆動制御装置。

【請求項 6】 発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御装置において、停車中にブレーキペダルの非操作継続時間が所定値よりも長い場合には、道路勾配に対応した駆動力の付与を中止することを特徴とする車両の駆動制御装置。

【請求項 7】 発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御装置において、道路勾配に対応した駆動力の付与を実行する時には速やかに駆動力を上昇させ、道路勾配に対応した駆動力の付与の中止時には緩やかに駆動力を減少させることを特徴とする車両の駆動制御装置。

【請求項 8】 運転者の要求する目標駆動力が所定値以上のとき、道路勾配に対応した駆動力の付与を中止することを特徴とする請求項 1 乃至 6 のいずれかの車両の駆動制御装置。

【請求項 9】 前輪および後輪の一方を第 1 原動機で駆動可能とし、他方を第 2 原動機により駆動可能とした 4 輪駆動車の制御装置において、運転者の出力操作手段の操作程度と車速とに基づき目標駆動力を求め、該目標駆動力に基づいて前輪側および後輪側から出力すべき駆動力を、車両発進時において道路勾配に基づいて制御するようにしたことを特徴とする 4 輪駆動車両の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両の駆動制御装置に関し、特に車両発進時に道路勾配に対応した駆動力を自動的に付与する制御技術に関するものである。

【0002】

【従来の技術】坂路発進に際して車両のずり落ちすなわち後退を防止するために、車両に設けられた電動機にト

ルクを付与するようにした車両用駆動制御装置が提案されている。たとえば、特開平 7-322404 号公報に記載された駆動制御装置がそれである。これによれば、車両のずり落ちが判断されると、アクセルペダルが僅かに踏み込まれている状態で勾配路に車両が停止させることができるように駆動用電動機の出力トルクが補正され、熟練を要することなく坂路発進が行われるようになる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の駆動制御装置においては、勾配路に車両が停止させることができるように駆動用電動機の出力トルクが自動的に補正されるので、運転者は比較的急な道路勾配であっても平坦路と誤認したりして、車両発進時のアクセルペダルの踏込具合に混乱をきたす場合があるなどの改善の余地があった。

【0004】本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、車両のずり下がりや抑制されるとともに運転者が道路勾配を正確に知ることができるようにした車両の駆動制御装置を提供することにある。

【0005】

【課題を解決するための第 1 の手段】かかる目的を達成するための本発明の要旨とするところは、登坂方向への発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御装置において、道路勾配に対応して駆動力を付与する場合に、降坂方向の車速が零より大きく且つ零より大きい所定車速以下または降坂方向の加速度が零より大きい所定加速度以下となるようにその駆動力を設定することにある。

【0006】

【第 1 発明の効果】このようにすれば、登坂方向の車両の発進時に道路勾配に対応して駆動力を付与する場合に、降坂方向の車速が零より大きく且つ零より大きい所定車速以下または降坂方向の加速度が零より大きい所定加速度以下となるように車両の駆動力すなわち原動機の駆動力が設定されることから、車両の坂路発進に際してはアクセルペダルの踏込前では所定車速以下で僅かに後退させられるので、車両のずり下がりや抑制されるとともに運転者が道路勾配を正確に知ることができる。このため、運転者は車両の登坂方向の発進に際して坂路勾配に応じて踏込を行うことができる。

【0007】

【課題を解決するための第 2 の手段】上記目的を達成するための第 2 発明の要旨とするところは、登坂方向の発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御装置において、停車中にブレーキペダルの非操作継続時間が所定値よりも長い場合には、道路勾配に対応した駆動力の付与を中止することにある。

【0008】

【第2発明の効果】このようにすれば、車両の停車中にブレーキペダルの非操作継続時間が所定値よりも長い場合には、道路勾配に対応した駆動力の付与が中止されることから、前進意図のない状態ではずり下がりが許容されるので、運転者に道路勾配の程度を知らせることができる。

【0009】

【課題を解決するための第3の手段】上記目的を達成するための第3発明の要旨とするところは、登坂方向の発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御装置において、道路勾配に対応した駆動力の付与を実行開始時には速やかに駆動力を上昇させ、道路勾配に対応した駆動力の付与の中止時或いは終了時には緩やかに駆動力を減少させることにある。

【0010】

【第3発明の効果】このようにすれば、登坂方向の発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する時には速やかに駆動力が上昇させられ、道路勾配に対応した駆動力の付与の中止時には緩やかに駆動力が減少させられることから、登坂路発進時でのずり下がりやの抑制が速やかに行われるとともに、違和感なく駆動力の付与が中止される。

【0011】

【課題を解決するための第4の手段】上記目的を達成するための第4発明の要旨とするところは、前輪および後輪の一方を第1原動機で駆動可能とし、他方を第2原動機により駆動可能とした4輪駆動車の制御装置において、運転者の出力操作手段の操作程度と車速とに基づき目標駆動力を求め、その目標駆動力に基づいて前輪側および後輪側から出力すべき駆動力を、車両発進時において道路勾配に基づいて制御するようにしたことにある。

【0012】

【第4発明の効果】このようにすれば、運転者の出力操作手段の操作程度と車速とに基づいて目標駆動力が求められ、その目標駆動力に基づいて前輪側および後輪側から出力すべき駆動力が車両発進時において道路勾配に基づいて制御されることから、運転者の要求に合った目標駆動力が適切に求められ、勾配発進走行時にそれに合った前後輪の駆動力配分となる。

【0013】

【発明の他の態様】ここで、好適には、第1発明の車両の駆動制御装置は、所定の道路勾配の範囲内において、降坂方向たとえば後退方向の車速が所定車速以下となるように又は降坂方向の加速度が所定加速度以下となるように、道路勾配に対応して車両の駆動力を設定するものである。このようにすれば、道路勾配が所定の道路勾配を越える場合には、降坂方向の車速が所定車速以下となるように設定される車両の駆動力がそれ以上増加させられなくなるので、運転者が道路勾配を一層正確に知ることができる。

【0014】また、好適には、前記所定車速は、数キロメートルたとえば1乃至3 km/h程度の微速である。また、好適には、前記所定加速度は 1.0 m/s^2 の微加速度である。このようにすれば、登坂路のずり下がりが好適な値に抑制される。

【0015】また、好適には、前記車両の登坂方向への発進時において、車速が所定値よりも高くなると前記道路勾配に対応した駆動力の付与が中止される。このようにすれば、発進時に道路勾配に対応した駆動力の効果により車両が発進できたときには、それ以後において不要な駆動力の付与が直ちに中止される。

【0016】また、好適には、前記各発明において、運転者の要求する要求駆動力が零でない所定値以上であるときには、道路勾配に対応した駆動力の付与が中止されるものである。このようにすれば、要求駆動力が零から所定値までの範囲内であるときには、道路勾配が大きくなるのに対応して大きくなる駆動力が付与され、車両の後退（ずり落ち）が好適に防止される。

【0017】

【発明の好適な実施の形態】以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

【0018】図1は、本発明の一実施例の駆動制御装置が適用された4輪駆動車両すなわち前後輪駆動車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。この前後輪駆動車両は、前輪系を第1原動機を備えた第1駆動装置すなわち主駆動装置10にて駆動し、後輪系を第2原動機を備えた第2駆動装置すなわち副駆動装置12にて駆動する形式の車両である。

【0019】上記主駆動装置10は、空気および燃料の混合気が燃焼させられることにより作動させられる内燃機関であるエンジン14と、電気モータおよび発電機として選択的に機能するモータジェネレータ（以下、MGという）16と、ダブルピニオン型の遊星歯車装置18と、変速比が連続的に変化させられる無段変速機20とを同心に備えている。上記エンジン14は第1原動機すなわち主原動機として機能し、MG16も車両の駆動源である原動機として機能している。上記エンジン14は、その吸気配管の吸入空気量を制御するスロットル弁の開度 θ_{TH} を変化させるためにそのスロットル弁を駆動するスロットルアクチュエータ21を備えている。

【0020】上記遊星歯車装置18は、機械的に力を合成し或いは分配する合成分配機構であって、共通の軸心まわりに独立して回転可能に設けられた3つの回転要素、すなわち上記エンジン14にダンパ装置22を介して連結されたサンギヤ24と、第1クラッチC1を介して無段変速機20の入力軸26に連結され且つ上記MG16の出力軸が連結されたキャリア28と、第2クラッチC2を介して無段変速機20の入力軸26に連結され且つブレーキB1を介して非回転部材たとえばハウジング30に連結されるリングギヤ32とを備えている。上

記キャリヤ 28 は、サンギヤ 24 およびリングギヤ 32 とかみ合い且つ相互にかみ合う 1 対のピニオン（遊星歯車）34 および 36 を、それらの自転可能に支持している。上記第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2、ブレーキ B1 は、いずれも互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータによって押圧されることにより係合させられたり、その押圧解除により解放されたりする油圧式摩擦係合装置である。

【0021】上記遊星歯車装置 18 とそのキャリヤ 28 に連結された MG16 は、エンジン 14 の作動状態すなわちサンギヤ 24 の回転状態において MG16 の発電量を制御することすなわち MG16 の回転駆動トルクである反力が逐次大きくなるようにキャリヤ 28 に発生させられることにより、リングギヤ 32 の回転数を滑らかに増加させて車両の滑らかな発進加速を可能とする電気トルコン（ETC）装置を構成している。このとき、遊星歯車装置 18 のギヤ比 ρ （サンギヤ 24 の歯数/リングギヤ 32 の歯数）がたとえば一般的な値である 0.5 とすると、リングギヤ 32 のトルク：キャリヤ 28 のトルク：サンギヤ 24 のトルク $= 1/\rho : (1-\rho)/\rho : 1$ の関係から、エンジン 14 のトルクが $1/\rho$ 倍たとえば 2 倍に増幅されて無段変速機 20 へ伝達されるので、トルク増幅モードと称される。

【0022】また、上記無段変速機 20 は、入力軸 26 および出力軸 38 にそれぞれ設けられた有効径が可変の 1 対の可変プーリ 40 および 42 と、それら 1 対の可変プーリ 40 および 42 に巻き掛けられた無端環状の伝動ベルト 44 とを備えている。それら 1 対の可変プーリ 40 および 42 は、入力軸 26 および出力軸 38 にそれぞれ固定された固定回転体 46 および 48 と、その固定回転体 46 および 48 との間に V 溝を形成するように入力軸 26 および出力軸 38 に対して軸心方向に移動可能且つ軸心まわりに相対回転不能に取付られた可動回転体 50 および 52 と、それら可動回転体 50 および 52 に推力を付与して可変プーリ 40 および 42 の掛かり径すなわち有効径を変化させることにより変速比 γ （＝入力軸回転速度/出力軸回転速度）を変更する 1 対の油圧シリンダ 54 および 56 とを備えている。

【0023】上記無段変速機 20 の出力軸 38 から出力されたトルクは、減速装置 58、差動歯車装置 60、および 1 対の車軸 62、64 を介して 1 対の前輪 66、68 へ伝達されるようになっている。なお、本実施例では、前輪 66、68 の舵角を変更する操舵装置が省略されている。

【0024】前記副駆動装置 12 は、第 2 原動機すなわち副原動機として機能するリヤモータジェネレータ（以下、RMG という）70 を備え、その RMG 70 から出力されたトルクは、減速装置 72、差動歯車装置 74、および 1 対の車軸 76、78 を介して 1 対の後輪 80、82 へ伝達されるようになっている。

【0025】図 2 は、前記主駆動装置 10 の遊星歯車装置 18 を種々の作動モードに切り換えるための油圧制御回路の構成を簡単に示す図である。運転者により P、R、N、D、B の各レンジ位置へ操作されるシフトレバー 90 に機械的に連結されたマニュアル弁 92 は、シャトル弁 93 を利用しつつ、シフトレバー 90 の操作にตอบสนองして、Dレンジ、Bレンジ、Rレンジにおいて第 1 クラッチ C1 の係合圧を調圧する第 1 調圧弁 94 へ図示しないオイルポンプから出力された元圧を供給し、Dレンジ、Bレンジにおいてクラッチ C2 の係合圧を調圧する第 2 調圧弁 95 へ元圧を供給し、Nレンジ、Pレンジ、Rレンジにおいてブレーキ B1 の係合圧を調圧する第 3 調圧弁 96 へ元圧を供給する。上記第 2 調圧弁 95、第 3 調圧弁 96 は、ハイブリッド制御装置 104 によって駆動されるリニヤソレイド弁 97 からの出力信号に従って第 2 クラッチ C2 およびブレーキ B1 の係合圧を制御し、第 1 調圧弁 94 は、ハイブリッド制御装置 104 によってデューティ駆動される三方弁である電磁開閉弁 98 からの出力信号に従って第 1 クラッチ C1 の係合圧を制御する。

【0026】図 3 は、本実施例の前後輪駆動車両に設けられた制御装置の構成を説明する図である。エンジン制御装置 100、変速制御装置 102、ハイブリッド制御装置 104、蓄電制御装置 106、ブレーキ制御装置 108 は、CPU、RAM、ROM、入出力インターフェースを備えた所謂マイクロコンピュータであって、CPU は RAM の一時記憶機能を利用しつつ予め ROM に記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、種々の制御を実行する。また、上記の制御装置は、相互に通信可能に接続されており、所定の制御装置から必要な信号が要求されると、他の制御装置からその所定の制御装置へ適宜送信されるようになっている。

【0027】エンジン制御装置 100 は、エンジン 14 のエンジン制御を実行する。例えば、燃料噴射量制御のために図示しない燃料噴射弁を制御し、点火時期制御のために図示しないイグニタを制御し、トラクション制御ではスリップ中の前輪 66、68 が路面をグリップするようにエンジン 14 の出力を一時的に低下させるためにスロットルアクチュエータ 21 を制御する。

【0028】上記変速制御装置 102 は、たとえば、無段変速機 20 の伝動ベルト 44 の張力が必要かつ十分な値となるように予め設定された関係から、実際の変速比 γ および伝達トルクすなわちエンジン 14 および MG16 の出力トルクに基づいて、ベルト張力圧を調圧する調圧弁を制御し、伝動ベルト 44 の張力を最適な値とするとともに、エンジン 14 が最小燃費率曲線或いは最適曲線に沿って作動するように予め記憶された関係から、実際の車速 V およびエンジン負荷たとえばスロットル開度 θ として表現されるスロットル弁開度 θ_{TH} 或いはアクセルペダル操作量 ACC に基づいて目標変速比 γ_m を決定

し、実際の変速比 γ がその目標変速比 γ_m と一致するように無段変速機 20 の変速比 γ を制御する。

【0029】また、上記エンジン制御装置 100 および変速制御装置 102 は、たとえば図 4 に示す最良燃費運転線に沿ってエンジン 14 の作動点すなわち運転点が移動するように、たとえば上記スロットルアクチュエータ 21 や燃料噴射量を制御するとともに無段変速機 20 の変速比 γ を変更する。また、ハイブリッド制御装置 104 からの指令に応じて、上記エンジン 14 の出力トルク TE または回転数 NE を変更するために上記スロットル

アクチュエータ 21 や変速比 γ を変更し、エンジン 14 の運転点を移動させる。

【0030】上記ハイブリッド制御装置 104 は、電池などから成る蓄電装置 112 から MG 16 に供給される駆動電流或いはその MG 16 から蓄電装置 112 へ出力される発電電流を制御するインバータ 114 を制御するための MG 制御装置 116 と、蓄電装置 112 から RMG 70 に供給される駆動電流或いはその RMG 70 から蓄電装置 112 へ出力される発電電流を制御するインバータ 118 を制御するための RMG 制御装置 120 とを含み、シフトレバー 90 の操作位置 PSH、スロットル

(アクセル) 開度 θ (アクセルペダル 122 の操作量 ACC)、車速 V、蓄電装置 112 の蓄電量 SOC に基づいて、たとえば図 5 に示す複数の運転モードのうちからいずれか 1 つの選択を行うとともに、スロットル開度 θ 、ブレーキペダル 124 の操作量 BF に基づいて、MG 16 或いは RMG 70 の発電に必要なトルクにより制動力を発生させるトルク回生制動モード、或いはエンジン 14 の回転抵抗トルクにより制動力を発生させるエンジンブレーキモードを選択する。

【0031】シフトレバー 90 が B レンジ或いは D レンジへ操作された場合、たとえば比較的 low 負荷の発進或いは定速走行ではモータ走行モードが選択され、第 1 クラッチ C1 が係合させられ且つ第 2 クラッチ C2 およびブレーキ B1 が共に解放されることにより、専ら MG 16 により車両が駆動される。なお、このモータ走行モードにおいて、蓄電装置 112 の蓄電量 SOC が予め設定された下限値を下回った不足状態となった場合や、駆動力をさらに必要とするためにエンジン 14 を始動させる場合には、後述の ETC モード或いは直結モードへ切り換えられて、それまでの走行を維持しながら MG 16 或いは RMG 70 が駆動され、その MG 16 或いは RMG 70 により蓄電装置 112 が充電される。

【0032】また、比較的中負荷走行または高負荷走行では直結モードが選択され、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 が共に係合させられ且つブレーキ B1 が解放されることにより遊星歯車装置 18 が一体的に回転させられ、専らエンジン 14 によりまたはそのエンジン 14 および MG 16 により車両が駆動されたり、或いは専らエンジン 14 により車両が駆動されると同時に MG

16 により蓄電装置 112 の充電が行われる。この直結モードでは、サンギヤ 24 の回転数即ちエンジン回転数 NE (rpm) とキャリヤ部材 28 の回転数すなわち MG 16 の回転数 NMG (rpm) とリングギヤ 32 の回転数即ち無段変速機 20 の入力軸 26 の回転速度 NIN (rpm) とは同じ値であるから、二次元平面内において 3 本の回転数軸 (縦軸) すなわちサンギヤ回転数軸 S、リングギヤ回転数軸 R、およびキャリヤ回転数軸 C と変速比軸 (横軸) とから描かれる図 6 の共線図では、たとえば 1 点鎖線に示されるものとなる。なお、図 6 において、上記サンギヤ回転数軸 S とキャリヤ回転数軸 C との間隔は 1 に対応し、リングギヤ回転数 R とキャリヤ回転数軸 C との間隔はダブルピニオン型遊星歯車装置 18 のギヤ比 ρ に対応している。

【0033】また、たとえば発進加速走行では、ETC モードすなわちトルク増幅モードが選択され、第 2 クラッチ C2 が係合させられ且つ第 1 クラッチ C1 およびブレーキ B1 が共に解放された状態で MG 16 の発電量 (回生量) すなわちその MG 16 の反力 (MG 16 を回転させる駆動トルク) が徐々に増加させられることにより、エンジン 14 が所定の回転数に維持された状態で車両が滑らかに零発進させられる。このようにエンジン 14 によって車両および MG 16 が駆動される場合には、エンジン 14 のトルクが $1/\rho$ 倍たとえば $\rho = 0.5$ とすると 2 倍に増幅されて無段変速機 20 へ伝達される。すなわち、MG 16 の回転数 NMG が図 6 の A 点 (負の回転速度すなわち発電状態) である場合には、無段変速機 20 の入力軸回転数 NIN は零であるため車両は停止しているが、図 6 の破線に示すように、その MG 16 の発電量が増加させられてその回転数 NMG がその正側の B 点へ変化させられることにもなって無段変速機 20 の入力軸回転数 NIN が増加させられて、車両が発進させられるのである。

【0034】シフトレバー 90 が N レンジ或いは P レンジへ操作された場合、基本的にはニュートラルモード 1 または 2 が選択され、第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2、およびブレーキ B1 が共に解放され、遊星歯車装置 18 において動力伝達経路が解放される。この状態において、蓄電装置 112 の蓄電量 SOC が予め設定された下限値を下回った不足状態となった場合などにおいては、充電・エンジン始動モードとされ、ブレーキ B1 が係合させられた状態で、MG 16 によりエンジン 14 が始動させられる。シフトレバー 90 が R レンジへ操作された場合、たとえば軽負荷後進走行ではモータ走行モードが選択され、第 1 クラッチ C1 が係合させられるとともに第 2 クラッチ C2 およびブレーキ B1 が共に解放されることにより、専ら MG 16 により車両が後進走行させられる。しかし、たとえば中負荷或いは高負荷後進走行ではフリクション走行モードが選択され、第 1 クラッチ C1 が係合させられ且つ第 2 クラッチ C2 が解放され

るとともに、ブレーキB1がスリップ係合させられる。これにより、車両を後進させる駆動力としてMG16の出力トルクにエンジン14の出力トルクが加えられる。

【0035】また、前記ハイブリッド制御装置104は、前輪66、68の駆動力に従った車両の発進時或いは急加速時において、車両の駆動力を一時的に高めるために、所定の駆動力配分比に従ってRMG70を作動させ、後輪80、82からも駆動力を発生させる高 μ 路アシスト制御や、凍結路、圧雪路のような低摩擦係数路

(低 μ 路)における発進走行時において、車両の発進能力を高めるために、RMG70により後輪80、82を駆動すると同時に、たとえば無段変速機20の変速比 γ を低くさせて前輪66、68の駆動力を低下させる低 μ 路アシスト制御を実行する。

【0036】蓄電制御装置106は、電池、コンデンサなどの蓄電装置112の蓄電量SOCが予め設定された下限値SOC_Dを下回った場合には、MG16或いはRMG70により発電された電気エネルギーで蓄電装置112を充電あるいは蓄電するが、蓄電量SOCが予め設定された上限値SOC_Uを上まわった場合には、そのMG16或いはRMG70からの電気エネルギーで充電することを禁止する。また、上記蓄電に際して、蓄電装置112の温度TBの関数である電力或いは電気エネルギーの受入制限値WINと持出制限値WOUTとの間の範囲を、実際の電力見込み値P_b〔=発電電力PMG+消費電力PRMG(負)〕が越えた場合には、その受入れ或いは持ち出しを禁止する。

【0037】ブレーキ制御装置108は、たとえばTRC制御、ABS制御、VSC制御などを実行し、低 μ 路などにおける発進走行時、制動時、旋回時の車両の安定性を高めたり或いは牽引力を高めるために、油圧ブレーキ制御回路を介して各車輪66、68、80、82に設けられたホイールブレーキ66WB、68WB、80WB、82WBを制御する。たとえば、TRC制御では各車輪に設けられた車輪回転(車輪速)センサからの信号に基づいて、車輪車速(車輪回転速度に基づいて換算される車体速度)たとえば右前輪車輪車速VFR、左前輪車輪車速VFL、右後輪車輪車速VRR、左後輪車輪車速VRL、前輪車速〔=(VFR+VFL)/2〕、後輪車速〔=(VRR+VRL)/2〕、および車体車速(VFR、VFL、VRR、VRLのうちの最も遅い速度)を算出する一方で、たとえば主駆動輪である前輪車速と非駆動輪である後輪車速との差であるスリップ速度 ΔV が予め設定された制御開始判断基準値 ΔV_1 を越え、前輪にスリップ判定をし、且つスリップ率RS〔=($\Delta V/VF$) $\times 100\%$ 〕が予め設定された目標スリップ率RS₁内に入るようにスロットルアクチュエータ21、ホイールブレーキ66WB、68WBなどを用いて前輪66、68の駆動力を低下させる。また、ABS制御では、制動操作時において、各車輪のスリップ率が所定の目標スリップ範囲内になるよう

にホイールブレーキ66WB、68WB、80WB、82WBを用いて前輪66、68、後輪80、82の制動力を維持し、車両の方向安定性を高める。また、VSC制御では、車両の旋回走行時において、図示しない舵角センサからの舵角、ヨーレートセンサからのヨーレート、2軸Gセンサからの前後加速度および左右(横)加速度などに基づいて車両のオーバーステア傾向或いはアンダーステア傾向を判定し、そのオーバーステア或いはアンダーステアを抑制するように、ホイールブレーキ66WB、68WB、80WB、82WBのいずれか、およびスロットルアクチュエータ21を制御する。

【0038】図7は、上記ハイブリッド制御装置104などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図7において、出力トルク領域記憶手段130は、たとえばハイブリッド制御装置104のRAM内に設けられたものであり、RMG70の出力トルクを制限するための特性を表す複数種類の出力トルク領域が記憶されている。この複数種類の出力トルク領域には、本実施例では図8に示されるように、RMG70の回転速度NRMGを表す回転速度軸132とRMG70の出力トルクTRMGを表す出力トルク軸134との二次元座標内に設定された複数種類の領域であって、A1線により示される最大トルク値がA2線よりも相対的に高い第1出力トルク領域すなわちA1線の内側の領域と、トルク値が低いA2線により示される最大トルク値がA1線よりも相対的に低い第2出力トルク領域すなわちA2線の内側の領域とが含まれる。上記第1出力トルク領域は、たとえばRMG70の最大定格(5分定格のような短時間定格)を表すものであり、上記第2出力トルク領域はたとえば30分定格のような長時間定格を表すものである。

【0039】車両運転状態判定手段136は、シフトレバー90の位置、アクセル開度 θ 、車速Vなどに基づいて車両の発進走行であるか否かを判定する車両発進判定手段138と、右前輪車輪車速VFR、左前輪車輪車速VFL、右後輪車輪車速VRR、左後輪車輪車速VRLに基づいて車輪特に主駆動輪である前輪66、68のスリップの発生を判定する車輪スリップ判定手段140と、舵角およびヨーレートなどに基づいて車両の旋回走行におけるアンダーステアを判定するアンダーステア判定手段142と、舵角が所定値よりも大きいことなどに基づいて車両の旋回走行を判定する旋回走行判定手段144と、アクセル開度変化率 $d\theta/dt$ すなわちアクセルペダル122の操作速度が所定値以上であることに基づいて車両の加速操作を判定する加速操作判定手段146と、アクセル開度 θ が所定値以上であることに基づいて車両の高負荷走行を判定する高負荷走行判定手段148と、アクセル開度 θ および車速Vに基づいて車両の減速走行(非制動)を判定する減速走行判定手段150とを備え、車両の運転(走行)状態、すなわち、車両の発進走行、車輪のスリップ、アンダーステア、旋回走行、加速操作、

高負荷走行、減速走行のいずれかを判定する。

【0040】出力トルク領域選択手段152は、車両の運転状態たとえば車両発進、車輪スリップ、又はアンダステアの有無に基づいて、上記出力トルク領域記憶手段130に予め記憶された複数種類の出力トルク領域から1つの出力トルク領域を選択する。出力トルク領域選択手段152は、車両の発進状態、エンジン14により駆動される前輪66、68のスリップ状態、或いはアンダステア状態では、そのような車両状態ではない場合に比較して、最大トルク値が高い出力トルク領域を選択する。すなわち、車両運転状態判定手段136により、車両発進、車輪スリップ、アンダステアのいずれかが判定された場合には、第1出力トルク領域が選択され、旋回走行、加速操作、高負荷走行、減速走行のいずれかが判定された場合には、第2出力トルク領域が選択される。すなわち、4輪駆動を行うRMG70の出力トルクの程度を運転状態に応じて切り換えるために、出力トルク領域が選択される。

【0041】第2原動機作動制御手段154は、上記出力トルク領域選択手段152により車両の運転状態に基づいて選択された1つの出力トルク領域に基づいて、RMG70を作動させる。第2原動機作動制御手段154は、基本的には、前後輪の静的荷重分配比或いは動的荷重分配比に対応した大きさの駆動力分配比で後輪80、82から駆動力を発生させるように、選択された出力トルク領域内でRMG70を作動させる。すなわち、選択された出力トルク領域から外れないように、換言すれば選択された出力トルク領域の最大トルク値を越えないようにRMG70を作動させるのである。第2原動機作動制御手段154は、車両発進、車輪スリップ、アンダステアのいずれかの車両状態である場合には、4輪駆動効果を高く得るために、出力トルク領域選択手段152により選択された第1出力トルク領域に基づいてRMG70を作動させ、旋回走行、加速操作、高負荷走行、減速走行のいずれかの車両状態である場合には、4輪駆動効果を長く得るために、出力トルク領域選択手段152により選択された第2出力トルク領域に基づいてRMG70を作動させる。

【0042】また、上記第2原動機作動制御手段154は、車両運転状態判定手段136により、車両の発進走行、前輪66、68のスリップ、アンダステア、旋回走行、加速操作、高負荷走行のいずれも判定されない場合には、4輪駆動の不要と判定し、判定のばたつきを防止するために、予め設定された遅れ時間後にRMG70の作動を休止させる。

【0043】また、上記第2原動機作動制御手段154は、出力トルク領域選択手段152により選択された出力トルク領域がそれまでのものの最大トルク値よりも低い最大トルク値の出力トルク領域である場合すなわち第1出力トルク領域に代えて第2出力トルク領域が選択さ

れた場合は、出力トルク領域がそれまでのものの最大トルク値よりも高い最大トルク値の出力トルク領域が選択された場合すなわち第2出力トルク領域に代えて第1出力トルク領域が選択された場合に比較して、緩やかにRMG70の出力トルクを低下させ、後輪80、82の駆動力の急減を防止する。

【0044】ABS制御判定手段158は、前記ブレーキ制御装置108によるABS制御の実行中、すなわち前記車輪速センサからの信号を利用して車両の制動操作時において車輪のスリップ率が予め設定されたスリップ率範囲内となるように各車輪の制動力を制御する制御の実行中であるか否かを判定する。VSC制御判定手段160は、前記ブレーキ制御装置108によるVSC制御の実行中、すなわち車両の旋回中においてステアリングホイールの舵角から車体方向が外れないように左右の車輪の制動力或いは車輪の駆動力を制御してアンダステア或いはオーバステアを防止する制御の実行中であるか否かを判定する。車輪速センサ異常判定手段164は、上記車輪速センサの異常を、右前輪車輪車速VFR、左前輪車輪車速VFL、右後輪車輪車速VRR、左後輪車輪車速VRLの相対値に基づいて判定する。低温状態判定手段162は、図示しない温度センサにより検出された外気温度が予め設定された判断基準値を下回った低温状態たとえば路面凍結が発生し得る温度状態となったか否かを判定する。舵角センサ異常判定手段166は、VSC制御に用いるステアリングホイールの舵角を検出するための舵角センサの異常を判定する。ヨーレートセンサ異常判定手段168は、VSC制御に用いるヨーレートを検出するためのヨーレートセンサの異常を判定する。

【0045】第2原動機作動制御手段154は、車輪速センサ異常判定手段164により車輪速センサの異常が判定された時、ABS制御判定手段158によるABS制御の作動判定時或いはVSC制御判定手段160によるVSC制御の作動判定時には、たとえ4輪駆動の作動条件が成立して実行している状態であってもRMG70の作動を休止させる。また、第2原動機作動制御手段154は、低温状態判定手段162によって低温状態であると判定された場合には、RMG70を優先的に作動させて4輪駆動状態とする。さらに、上記第2原動機作動制御手段154は、舵角センサ異常判定手段166により舵角センサの異常が判定される場合、または、ヨーレートセンサ異常判定手段168によりヨーレートセンサの異常が判定された場合は、たとえアンダステア判定手段142によりアンダステアが判定されたとしてもRMG70を作動させず、4輪駆動を開始しない。

【0046】図9および図10は、ハイブリッド制御装置104などの制御作動の要部を説明するフローチャートであって、図9は4輪駆動を行うRMG70の出力トルク領域を切り換えるための出力トルク領域切替ルーチンを示し、図10は、異常時或いは制御干渉時において

4 輪駆動を中止或いは禁止する 4 輪駆動中止ルーチンを示している。

【0047】図9の出力トルク領域切換および後輪切換制御ルーチンでは、前記低温状態判定手段162に対応するSA1において、外気温度が路面摩擦係数変化を生じ得るような低温状態であるか否かが判断される。このSA1の判断が肯定される場合は、SA16において4WD不要カウンタがリセットされるとともに、前記出力トルク領域選択手段152に対応するSA17において、RMG70の出力トルク領域として最大トルク値がA1線により示された第1出力トルク領域が選択される。次いで、前記第2原動機作動制御手段154に対応するSA18において、4輪駆動を実行するためにRMG70が第1出力トルク領域内において作動させられる。

【0048】前記SA1の判断が否定される場合は、前記車両発進判定手段138に対応するSA2において、車両の発進状態であるか否かが、シフトレバー90の位置、スロットル開度 θ 、車速Vなどに基づいて判断される。このSA2の判断が肯定される場合は、SA16以下が実行されて4輪駆動を実行するためにRMG70が第1出力トルク領域内において作動させられる。しかし、上記SA2の判断が否定される場合は、前記車輪スリップ判定手段140に対応するSA3において、エンジン14により駆動される主駆動輪である前輪66、68のスリップが発生したか否かが判断される。このSA3の判断が肯定される場合は、SA14において、前輪66、68のスリップ率が所定値よりも大きいかが判断される。この所定値は、出力トルク領域の切り換えに対応するスリップの程度を判断するためのものである。このSA14の判断が肯定される場合は、SA16以下が実行されて4輪駆動を実行するためにRMG70が第1出力トルク領域内において作動させられるが、SA14の判断が否定される場合は、SA19において4WD不要カウンタがリセットされ、SA20において現在のRMG70の使用点すなわち図8の二次元図表内に表される作動点がA2線以上であるか否かが判断される。このSA20の判断が否定される場合はSA21において第2出力トルク領域が選択されるが、肯定される場合はSA22において、RMG70の出力トルクを徐々に減少させるために第1出力トルク領域から第2出力トルク領域へすなわちA1線からA2線へ徐々に変化させられる。本実施例では、上記SA20乃至SA22も前記出力トルク領域選択手段152に対応している。

【0049】SA3の判断が否定される場合は、前記アンダステア判定手段142に対応するSA4において、アンダステアが発生しているか否かが舵角、前後左右の2軸加速度、ヨーレートなどに基づいて判断される。このSA4の判断が肯定される場合は、SA15において、アンダステアが所定値以上の大きさであるか否かが

判断される。この所定値は出力トルク領域の切り換えに対応するアンダステアの程度を判断するためのものである。このSA15の判断が肯定される場合は前記SA16以下が実行され、4輪駆動を実行するためにRMG70が第1出力トルク領域内において作動させられる。しかし、SA15の判断が否定される場合は、上記SA19以下が実行され、4輪駆動を実行するためにRMG70が第2出力トルク領域内において作動させられる。

【0050】SA4の判断が否定される場合は、前記旋回走行判定手段144に対応するSA5において、ステアリングホイールの舵角が所定値よりも大きいかが判断される。この所定値は4輪駆動を必要とする程の舵角を判断するための値である。上記SA5の判断が否定される場合は、前記加速操作判定手段146に対応するSA6において、アクセル要求駆動力すなわちスロットル開度の変化率 $d\theta/dt$ が所定値よりも大きいかが判断される。この所定値も4輪駆動を必要とする程のスロットル開度変化率を判断するための値である。このSA6の判断が否定される場合は、前記高負荷走行判定手段148に対応するSA7において、スロットル開度 θ が所定値よりも大きいかが判断される。この所定値も4輪駆動を必要とする程のスロットル開度 θ を判断するための値である。このSA7の判断が否定される場合は、前記減速走行判定手段150に対応するSA8において、車両の減速走行すなわちブレーキ操作しない非加速走行であるか否かが、シフトレバー90の操作位置、スロットル開度 θ 、車速Vなどに基づいて判断される。

【0051】上記SA5乃至SA8の判断のいずれかが肯定された場合は、前記SA19以下が実行されることにより、4輪駆動を実行するためにRMG70が第2出力トルク領域内において作動させられる。しかし、SA1乃至SA8の判断がいずれも否定された場合、すなわち低温状態でなく、車両の発進中ではなく、前輪66、68のスリップおよびアンダステアが発生せず、旋回走行中ではなく、加速要求操作がなく、高負荷走行ではなく、減速走行でもない場合は、SA9において4WDカウンタがインクリメントされた後、SA10において、その4WDカウンタの内容が数秒程度の所定値以上となったか否かが判断される。この4WDカウンタは、上記SA8の判断が否定されてからの経過時間を計数するためのものであり、その所定値が、4輪駆動状態から2輪(F F)駆動状態へ切り換える際のばたつきを防止するために設定された遅れ時間に対応している。

【0052】当初は上記SA10の判断が否定されることから、SA20以下が実行される。このとき、第1出力トルク領域が選択されしかもRMG70の作動点がA2線以上の位置である場合は、第1出力トルク領域から第2出力トルク領域へ徐々に変更され、第1出力トルク領域が選択され且つRMG70の作動点がA2線より下

である場合は、第1出力トルク領域から第2出力トルク領域へ直ちに切り換えられ、第2出力トルク領域が選択されている場合はそれが維持される。

【0053】以上のステップが繰り返し実行されるうちに4WDカウンタの内容が所定値以上となってSA10の判断が肯定されると、SA11において、車両の現在の駆動状態が2輪（FF）駆動状態であるか否かが判断される。このSA11の判断が否定される場合は、前記第2原動機作動制御手段154に対応するSA12において、RMG70の駆動力が零に向かって緩やかに低下させられることにより4輪駆動状態から2輪（FF）駆動状態へ徐々に変化させられる。しかし、SA11の判断が肯定される場合は、2輪（FF）駆動状態が維持される。

【0054】図10の4輪駆動中止制御ルーチンでは、前記車輪速センサ異常判定手段164に対応するSB1において、各車輪毎に設けられた車輪速センサのいずれかが異常であるか否かが判断される。このSB1の判断が否定される場合は、前記ABS制御判定手段158に対応するSB2においてABS制御中が判定されているか否かが判断される。このSB2の判断が否定される場合は、前記VSC制御判定手段160に対応するSB3においてVSC制御中が判定されているか否かが判断される。上記SB1乃至SB3の判断のいずれかが肯定される場合は、前記第2原動機作動制御手段154に対応するSB4において、4輪駆動作動すなわちRMG70の作動が中止或いは禁止される。

【0055】しかし、上記SB1乃至SB3の判断がいずれも否定される場合は、前記舵角センサ異常判定手段166に対応するSB5において舵角センサが異常であるか否かが判断され、このSB5の判断が否定される場合は、前記ヨーレートセンサ異常判定手段168に対応するSB6においてヨーレートセンサが異常であるか否かが判断される。上記SB5およびSB6の判断のいずれかが肯定される場合は、前記第2原動機作動制御手段154に対応するSB7において、4輪駆動作動すなわちRMG70の作動が中止或いは禁止される。しかし、上記SB5およびSB6の判断のいずれもが否定される場合は本ルーチンが終了させられる。

【0056】上述のように、本実施例によれば、第2原動機作動制御手段154（SA18）によって、出力トルク領域選択手段152（SA17、SA21、SA22）により記憶された複数種類の出力トルク領域から車両の運転状態に基づいて選択された1つの出力トルク領域に基づいてRMG70が作動させられることから、車両の運転状態に応じた必要かつ十分な出力トルク範囲でRMG70が作動させられるので、所定の走行条件下におけるRMG70の使用が制限されることが少なくなり、4輪駆動としての車両の走行性能が可及的に得られる。

【0057】また、本実施例によれば、出力トルク領域記憶手段130に記憶された複数種類の出力トルク領域は、RMG70の回転速度NRMGを表す回転速度軸132とそのRMG70の出力トルクTRMGを表す出力トルク軸134との二次元座標内に設定された複数種類の領域であって、図8に示すような、最大トルク値が相対的に高い第1出力トルク領域と、最大トルク値が相対的に低い第2出力トルク領域とを含むものであることから、4輪駆動の必要度合いにより、最大トルク値が相対的に高い第1出力トルク領域と最大トルク値が相対的に低い第2出力トルク領域とから車両の運転状態或いは走行状態に応じて必要かつ十分な出力トルク領域が選択されることができるので、最大トルク値が高い第1出力トルク領域での常時作動が防止され、RMG70の作動が確保される。

【0058】また、本実施例によれば、第2原動機作動制御手段154（SA18）は、出力トルク領域選択手段152（SA17、SA21、SA22）により選択された出力トルク領域がそれまでのものの最大トルク値よりも低い最大トルク値の出力トルク領域である場合すなわち第1出力トルク領域に代えて第2出力トルク領域が選択された場合は、その出力トルク領域選択手段152により選択された出力トルク領域がそれまでのものの最大トルク値よりも高い最大トルク値の出力トルク領域である場合すなわち第2出力トルク領域に代えて第1出力トルク領域が選択された場合に比較して、緩やかにRMG70の出力トルクを低下させることから、第1出力トルク領域に代えて第2出力トルク領域が選択された場合のMG70により駆動される後輪80、82の駆動力の急減が防止され、車両挙動の安定性が高められる。

【0059】また、本実施例によれば、第2原動機作動制御手段154（SA12）は、4輪駆動状態からRMG70を作動させない2輪駆動状態へ切り換える場合には、RMG70の出力トルクを零に向かって緩やかに或いは徐々に低下させることから、4輪駆動状態から2輪駆動状態への切り換え時における後輪80、82の駆動力の急減が防止され、車両挙動の安定性が高められる。

【0060】また、本実施例によれば、出力トルク領域選択手段152（SA17、SA21、SA22）は、車両の発進状態、エンジン14により駆動される前輪66、68のスリップが大きい状態、或いはアンダーステアが大きい状態では、そのような車両状態ではない場合に比較して、最大トルク値が高い第1出力トルク領域を選択するものであることから、車両の発進状態、エンジン14により駆動される前輪66、68のスリップが大きい状態、或いはアンダーステアが大きい状態では、RMG70により駆動される後輪80、82の駆動力が十分に高められることができるので、4輪駆動の必要度合いに応じてRMG70が作動させられることにより、発進時には十分な駆動力が得られるとともに、発生した前

輪 66、68 のスリップの解消、車両のアンダーステアの解消が好適に得られると同時に、可及的に RMG 70 の過熱が抑制されて、その使用機会が拡大される利点がある。

【0061】また、本実施例によれば、各車輪速センサの異常を判定する車輪速センサ異常判定手段 164 (SB1) と、各車輪速センサからの信号を利用し、車両の制動操作時において車輪のスリップ率が予め設定されたスリップ率範囲内となるようにその車輪の制動力を制御する ABS 制御を判定する ABS 制御判定手段 158

(SB2) と、車両の旋回中においてステアリングホイールの舵角から車体方向が外れないように左右の車輪の制動力或いは車輪の駆動力を制御してアンダーステア或いはオーバーステアを防止する VSC 制御を判定する VSC 制御判定手段 162 (SB3) とが備えられ、第 2 原動機作動制御手段 154 (SA12) は、上記車輪速センサの異常時、またはその ABS 制御判定手段 158 或いは VSC 制御判定手段 160 による ABS 制御或いは VSC 制御の作動判定時には、RMG 70 の作動を休止させるものであることから、車輪速センサの異常時、またはその ABS 制御手段或いは VSC 制御手段の作動時には、自動的に前輪 66、68 による前輪駆動状態に切り換えられるので、車輪車速 VFR、VFL、VRR、VRL のいずれかの異常に起因する ABS 制御或いは VSC 制御の異常が回避され、或いは制御干渉が防止されて、安全性が高められる。

【0062】また、本実施例によれば、外気温が走行路面の摩擦係数の変化が予測される予め定められた温度を下まわった低温状態を判定する低温状態判定手段 162 (SA1) が設けられ、第 2 原動機作動制御手段 154 (SA17) は、その低温状態判定手段 162 により低温状態が判定された場合には、第 1 出力トルク領域に基づいて RMG 70 を優先的に作動させるものであることから、低温状態となると自動的に RMG 70 が作動させられて 4 輪駆動状態となるので、車両の安定性が確保される。

【0063】また、本実施例によれば、車両の発進走行であるか否かを判定する車両発進判定手段 138 (SA2) と、主駆動輪である前輪 66、68 のスリップの発生を判定する車輪スリップ判定手段 140 (SA3) と、舵角およびヨーレートに基づいて車両の旋回走行におけるアンダーステアを判定するアンダーステア判定手段 142 (SA4) と、舵角が所定値よりも大きいことを判定する旋回走行判定手段 144 (SA5) と、アクセルペダル操作速度すなわち $d\theta/dt$ が所定値以上であることなどに基づいて加速操作を判定する加速操作判定手段 146 (SA6) と、アクセルペダル操作量すなわちスロットル開度 θ が所定値以上である高負荷走行を判定する高負荷走行判定手段 148 (SA7) と、車両の減速走行を判定する減速走行判定手段 150 (SA

8) とを備え、第 2 原動機作動制御手段 154 は、車両の発進走行、車輪のスリップ、アンダーステア、旋回走行、加速操作、高負荷走行のいずれかが判定された場合には、4 輪駆動が必要な状態と判定して RMG 70 を作動させるので、4 輪駆動の必要状態となると自動的に第 2 原動機が作動させられるので、車両の安定性が確保される。

【0064】また、本実施例によれば、第 2 原動機作動制御手段 154 は、上記車両の発進走行、車輪のスリップ、アンダーステア、旋回走行、加速操作、高負荷走行のいずれも判定されない場合には、4 輪駆動の不要と判定して予め設定された遅れ時間後に RMG 70 の作動を休止させて 2 輪駆動状態とすることから、可及的に RMG 70 の作動が少なくされてその過熱が防止されるとともに、4 輪駆動不要が判定されてから所定の遅れ時間後に第 2 原動機の作動が休止されることによって判定のばたつきが防止される。

【0065】また、本実施例によれば、ステアリングホイールの舵角を検出する舵角センサの異常を判定する舵角センサ異常判定手段 166 (SB5)、または、ヨーレートを検出するヨーレートセンサの異常を判定するヨーレートセンサ異常判定手段 168 (SB6) が備えられ、第 2 原動機作動制御手段 154 は、その舵角センサ異常判定手段 166 により舵角センサの異常が判定された場合、またはヨーレートセンサ異常判定手段 168 によりヨーレートセンサの異常が判定された場合は、前記アンダーステア判定手段 142 によりアンダーステアが判定されても RMG 70 を作動させないので、舵角センサ異常或いはヨーレートセンサ異常により誤ってアンダーステアが判定された場合は 4 輪駆動とされない利点がある。

【0066】図 11 は、上記ハイブリッド制御装置 104 などに設けられた他の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図 11 において、4WD 開始判定手段 230 は、4 輪駆動状態の開始条件すなわち 2 輪駆動状態から 4 輪駆動状態への切替条件が成立したか否かを、車両の運転走行状態に基づいて判定する。たとえば、車両の発進走行、車輪のスリップ、アンダーステア、旋回走行、加速走行、高負荷走行、減速走行のいずれかに基づいて 4 輪駆動開始条件が成立したと判定する。実スリップ率算出手段 232 は、主駆動輪である前輪 66、68 の回転速度 NF を左前輪車輪 66 の回転速度 NFL と右前輪車輪 68 の回転速度 NFR との平均値を求めることにより算出するとともに、副駆動輪である後輪 80、82 の回転速度 NR を左後輪車輪 80 の回転速度 NRL と右後輪車輪 82 の回転速度 NRR との平均値を求めることにより算出し、それら前輪 66、68 の回転速度 NF と後輪 80、82 の回転速度 NR との差 (NF - NR) を前輪回転速度 NF および後輪回転速度 NR のいずれか低い値で除することに基づいて実スリップ率 $S =$

10

20

30

40

50

$100\% \times (NF - NR) / \min(NF, NR)$ を逐次算出する。また、目標スリップ率設定手段 234 には、望ましい 4 輪駆動を得るために予め求められた目標スリップ率 $S0$ が設定され、記憶されている。この目標スリップ率 $S0$ は一定値でもよいが、4 輪駆動の走行状態に応じて相互に異なる値とされてもよい。

【0067】トルク配分フィードバック制御手段 236 は、上記実スリップ率 S と目標スリップ率 $S0$ とのスリップ率偏差 $\delta sr1 (= S1 - S01)$ を算出し、たとえば数式 1 に示す予め設定されたフィードバック制御式を用いて上記スリップ率偏差 $\delta sr1$ が解消するようにすなわち実スリップ率 S と目標スリップ率 $S01$ とが一致するように、制御操作量である後輪トルク分担比 Rr を算出する。この後輪トルク分担比 Rr は、4 輪駆動時において運転者要求トルクに対応する車両の駆動力（駆動トルク）のうちの後輪 80、82 が分担する比率であり、1 より小さい値である。したがって、前輪トルク分担比は $(1 - Rr)$ となる。

【0068】（数式 1）

$$Rr = WRr + Kpl \cdot \delta sr1 + Kdl \cdot d \delta sr1 / dt + Kil \cdot \int \delta sr1 dt + C1$$

但し、 WRr は後輪荷重分担比、 Kpl は比例定数すなわち比例項ゲイン、 Kdl は微分定数すなわち微分項ゲイン、 Kil は積分定数すなわち積分ゲイン、 $C1$ は定数である。

【0069】そして、第 2 原動機作動制御手段 238 は、前記トルク配分フィードバック制御手段 236 から出力されたトルク配分たとえば後輪トルク分担比 Rr と運転者要求駆動力 $Tdrv$ とに基づいて、そのトルク配分が達成されるように RMG70 を作動させる。すなわち、運転者要求トルク $Tdrv$ と後輪トルク分担比 Rr とから後輪トルク $(Tdrv \times Rr)$ を算出し、その後輪トルクが出力されるように RMG70 を駆動するのである。この運転者要求トルク $Tdrv$ は、たとえば図 13 に示す予め記憶された関係から車速 V およびスロットル開度 θ に基づいて算出される。

【0070】トラクション制御中判定手段 240 は、前記ブレーキ制御装置 108 によるトラクション（TRC）制御の実行中であるか否かを判定する。フィードバック制御作動変更手段 242 は、トラクション制御中判定手段 240 によりトラクション制御中であると判定された場合には、上記トルク配分フィードバック制御手段 236 によるフィードバック制御作動を、後輪トルク分担比 Rr すなわち RMG70 の駆動力が数式 1 の場合よりも増加するように、好ましくは、4 輪駆動状態の車両の駆動力が低下しないように、或いは運転者要求トルク $Tdrv$ が略維持されるように変更する。

【0071】たとえば、フィードバック制御作動変更手段 242 は、トラクション制御中において、数式 1 のフィードバック制御式の制御偏差値である前記スリップ率

偏差 $\delta sr1 (= S1 - S01)$ 、またはそのスリップ率偏差 $\delta sr1$ を算出するための制御目標値である目標スリップ率 $S01$ および実値である実スリップ率 $S1$ の少なくとも一方を、制御式の出力値である後輪 80、82 のトルク分担率（後輪トルク分担比 Rr ）を数式 1 の場合よりも上昇させるように変更する。たとえば、スリップ率偏差 $\delta sr1$ 或いは実スリップ率 $S1$ を所定値だけ増加させた値 $\delta sr2$ 或いは $S2$ としたり、目標スリップ率 $S01$ を所定値だけ減少させた値 $S02$ とすることにより、数式 1 により算出される後輪トルク分担比 Rr を増加させる。

【0072】或いは、フィードバック制御作動変更手段 242 は、上記とは別に或いは上記に併せて、トラクション制御の実行中は、トルク配分フィードバック制御手段 236 により用いられるフィードバック制御式のフィードバックゲイン Kpl 、 Kdl 、 Kil を、RMG70 により駆動される後輪 80、82 のトルク分担率（後輪トルク分担比 Rr ）を上昇させるように変更する。たとえば、フィードバックゲイン Kpl 、 Kdl 、 Kil の少なくとも 1 つを、それらよりも所定値だけ大きい値 $Kp2$ 、 $Kd2$ 、 $Ki2$ に更新し、定数 $C1$ を $C2$ に変更することにより、数式 1 により算出される後輪トルク分担比 Rr を数式 1 の場合よりも増加させる。

【0073】或いは、フィードバック制御作動変更手段 242 は、上記とは別に或いは上記に併せて、トラクション制御の実行中は、トルク配分フィードバック制御手段 236 により用いられる数式 1 のフィードバック制御式から得られた制御出力値である後輪トルク分担比 Rr を、所定値だけ増加側に補正することにより逐次変更する。

【0074】図 12 は、前記ハイブリッド制御装置 104 などに設けられた他の制御作動の要部を説明するフローチャートである。図 12 において、前記 4WD 開始判定手段 230 に対応する SC1 では、4 輪駆動の開始条件が成立したか否かが車両の運転状態に基づいて判断される。この SC1 の判断が否定される場合は、後輪トルク分担比 Rr が零に設定された後、前記第 2 原動機作動制御手段 238 に対応する SC6 において、運転者の要求駆動トルク $Tdrv$ および上記後輪トルク分担比 Rr に基づいて後輪 80、82 の駆動トルクが算出され、RMG70 からその駆動トルクが出力される。この場合は、上記 SC2 において後輪トルク分担比 Rr が零に設定されているので、RMG70 の出力トルクは零とされ、専ら前輪 66、68 の駆動力で走行する 2 輪走行が行われる。

【0075】しかし、上記 SC1 の判断が肯定されると、前記トラクション制御中判定手段 240 に対応する SC3 において、前記ブレーキ制御装置 108 によるトラクション制御の実行中であるか否かが判断される。この SC3 の判断が否定される場合は、前記トルク配分

フィードバック制御手段 236 に対応する SC4 において、実スリップ率 S と目標スリップ率 S_0 とのスリップ率偏差 $\delta sr1$ ($= S1 - S01$) が算出され、たとえば数式 1 に示す予め設定されたフィードバック制御式から実際のスリップ率偏差 $\delta sr1$ に基づいてそれが解消するような後輪トルク分担比 R_r が算出される。次いで、前記第 2 原動機作動制御手段 238 に対応する SC6 において、運転者の要求駆動トルク T_{drv} および上記後輪トルク分担比 R_r に基づいて後輪 80、82 の駆動トルク ($T_{drv} \times R_r$) が算出され、後輪 80、82 からその駆動トルクが出力されるように RMG70 が駆動される。

【0076】トラクション制御中は上記 SC3 の判断が肯定されるので、前記フィードバック制御作動変更手段 242 に対応する SC5 において、上記 SC4 の場合よりも後輪トルク分担比 R_r が大きい値となるように、フィードバック制御作動が変更される。たとえば、数式 1 のフィードバックゲイン $Kp1$ 、 $Kd1$ 、 $Ki1$ をそれよりも所定値だけ大きい値 $Kp2$ 、 $Kd2$ 、 $Ki2$ に変更したフィードバック制御式が用いられることにより後輪トルク分担比 R_r が算出される。そして、SC6 では、運転者の要求駆動トルク T_{drv} および上記後輪トルク分担比 R_r に基づいて後輪 80、82 の駆動トルク ($T_{drv} \times R_r$) が算出され、後輪 80、82 からその駆動トルクが出力されるように RMG70 が駆動される。これにより、トラクション制御中において車両の駆動力を確保するために、数式 1 を用いた場合よりも大きな駆動トルクが後輪 80、82 から出力される。

【0077】以下において、上記本実施例の作動を図 14 のタイムチャートを用いて説明する。たとえば凍結路などの低 μ 路のために $t1$ 時点において 4 輪駆動走行が開始されたとすると、トラクション制御が実行されない場合は、実線に示すように、前輪 66、68 のスリップにより前輪回転速度 NF および実スリップ率 S が変化し、運転者要求トルク T_{drv} が維持されるように数式 1 のフィードバック制御式に従って後輪トルク分担比 R_r が実線に示すように増加させられる。そして、この走行が継続するうちに前輪 66、68 のスリップが収束して前輪回転速度 NF が低下するにともなって後輪トルク分担比 R_r も本来の値たとえば 0.5 程度に低下させられる。しかし、トラクション制御が実行される場合は、そのトラクション制御の効果によって前輪回転速度 NF および実スリップ率 S の上昇が抑制されるので、数式 1 のフィードバック制御式を用いた場合には、スリップ率偏差 $\delta sr1$ ($= S1 - S01$) が小さくなって後輪トルク分担比 R_r がそれほど増加させられず、車両全体の駆動力が小さくなって運転者要求トルク T_{drv} を下回り、車両の動力性能が得られなかったのである。すなわち、トルク配分フィードバック制御 236 によるフィードバック制御作動により RMG70 のトルク配分が調節される

と、トラクション制御の実行によりエンジン 14 により駆動される前輪 66、68 のスリップが抑制されて前後輪の実スリップ率が目標値に接近させられるので、制御装置 104 は上記トルク配分のフィードバック制御効果が得られたように見て、RMG70 の出力すなわち後輪 80、82 へのトルク配分を小さくするので、車両の動力性能が低下させられてしまうのである。

【0078】しかしながら、本実施例によれば、フィードバック制御作動変更手段 242 (SC5) において、たとえば、数式 1 のフィードバックゲイン $Kp1$ 、 $Kd1$ 、 $Ki1$ をそれよりも所定値だけ大きい値 $Kp2$ 、 $Kd2$ 、 $Ki2$ に変更したフィードバック制御式が用いられることにより、数式 1 のフィードバック制御式の場合よりも大きな値の後輪トルク分担比 R_r が算出されるので、トルク分担比 R_r が大きい値となるように、フィードバック制御作動が変更される。このため、トラクション制御中において数式 1 の場合よりも大きな駆動トルクが後輪 80、82 から出力され、車両の動力性能が確保されるのである。図 14 には、理解を容易にするために、フィードバック制御作動変更手段 242 により目標スリップ率 S_0 が小さく変更された場合が示されている。この場合でも、スリップ率偏差 $\delta sr2$ ($= S2 - S02$) が大きく得られることから、フィードバック制御式により算出される後輪トルク分配比 R_r も大きくなるので、大きな駆動トルクが後輪 80、82 から出力され、車両の動力性能が得られるのである。実スリップ率 $S1$ がそれよりも大きい $S2$ に変更されたり、算出されたスリップ率偏差 $\delta sr2$ を所定値だけ大きくなるように補正したりしても上記と同様の効果が得られるし、数式 1 のフィードバック制御式により算出された制御出力値である後輪トルク分配比 R_r を直接所定値だけ大きくなるように補正したりしても上記と同様の効果が得られる。

【0079】図 15 は、前記ハイブリッド制御装置 104 などに設けられた他の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図 15 において、第 1 電動機作動制御手段 330 は、4 輪駆動状態では、運転者要求トルク T_{drv} のうちの前輪荷重分担比である前輪トルク分担比 ($1 - K_{tr}$) に相当する前輪駆動トルクを算出し、その前輪駆動トルクが前輪 66、68 から出力されるように MG16 を制御する。たとえば直結モードにおいてエンジン 14 と MG16 とが同時に作動する場合には、そのエンジン 14 の出力と併せて上記前輪トルクとなるように MG16 を制御する。また、第 1 電動機作動制御手段 330 は、制動時においても、ブレーキペダル 124 の操作量や惰行走行時の車速変化量などに基づいて決まる要求制動トルクのうちの前輪トルク分担比 ($1 - K_{tr}$) に相当する前輪回生トルクを算出し、その前輪回生トルクが前輪 66、68 から出力されるように MG16 を制御する。

【0080】第 2 電動機作動制御手段 332 は、4 輪駆

動状態では、運転者要求トルク T_{drv} のうちの後輪荷重分担比である後荷重トルク分担比 K_{tr} に相当する後輪駆動トルクを算出し、その後輪駆動トルクが後輪 80、82 から出力されるように RMG 70 を制御する。また、第 2 電動機作動制御手段 332 は、制動時においても、ブレーキペダル 124 の操作量や惰行走行時の車速変化量などに基づいて決まる要求制動トルクのうちの後輪トルク分担比 K_{tr} に相当する後輪回生トルクを算出し、その後輪回生トルクが後輪 80、82 から出力されるように RMG 70 を制御する。なお、上記運転者要求トルク T_{drv} は、たとえば図 13 に示す予め記憶された関係から実際の車速 V およびスロットル開度 θ に基づいて決定される。また、上記前輪荷重分担比 $(1 - K_{tr})$ および後輪トルク分担比 K_{tr} は、目標値でもあり、静的な前後輪荷重分担比（一定値）、或いは車両の前後加速度（前後 G ）を加味した動的な前後輪荷重分担比（前後 G の関数）に基づいて決定される。

【0081】上記 MG 16 および RMG 70 は、そのコイルを絶縁する材料の絶縁性能を確保するなどのために、その温度 T_{MG} および T_{RMG} によって使用が制限されるものであり、たとえば図 16 に示す出力トルク領域内で作動させられる必要がある。MG 16 の温度 T_{MG} または RMG 70 の温度 T_{RMG} が T_a 度である場合は、図 16 の $T = T_a$ に示される最大トルク線の内側の領域内すなわち出力制限値と回生制限値との範囲内で作動させられればよいが、 T_c 度である場合は、図 16 の $T = T_c$ に示される最大トルク線の内側の小さな領域内で作動させられねばならないのである。また、前記蓄電装置 112 は、その電解質の劣化、内部損傷、或いは寿命の低下を防止するなどのために、その温度 T_B によってその持

出電力或いは受入電力が制限されるものであり、たとえば図 17 に示すような、持出制限値 W_{OUT} と受入制限値 W_{IN} との間の範囲内で使用される必要がある。

【0082】このため、第 1 電動機作動制限手段 334 は、たとえば図 16 の関係から MG 16 の温度 T_{MG} で決まる出力制限値或いは回生制限値や、たとえば図 17 の関係から蓄電装置 112 の温度 T_B で決まる持出制限値 W_{OUT} および受入制限値 W_{IN} に基づいて、MG 16 の駆動作動或いは回生作動を制限する。同様に、第 2 電動機作動制限手段 336 は、たとえば図 16 の関係から RMG 70 の温度 T_{RMG} で決まる出力制限値或いは回生制限値や、たとえば図 17 の関係から蓄電装置 112 の温度 T_B で決まる持出制限値 W_{OUT} 或いは受入制限値 W_{IN} に基づいて、RMG 70 の駆動作動或いは回生作動を制限する。

【0083】第 1 電動機作動増大手段 338 は、上記第 2 電動機作動制限手段 336 によって RMG 70 の駆動作動或いは回生作動が制限された場合は、車両全体の駆動力或いは回生制動力を維持するためにすなわち変化させないために、その制限に相当する分だけ MG 16 の駆

動出力或いは回生出力を増大させる。また、第 2 電動機作動低減手段 340 は、前記第 1 電動機作動制限手段 334 によって MG 16 の駆動作動或いは回生作動が制限された場合は、車両の前後輪のトルク分担率を維持するためにすなわち前後輪の駆動力配分比或いは制動力配分比を予め定められた目標配分比とするために、その制限に相当する分だけ RMG 70 の駆動出力或いは回生出力を低減させる。

【0084】図 18 は、前記ハイブリッド制御装置 104 の他の制御作動の要部を説明するフローチャートであって、エンジン 14 および MG 16 を用いた直結走行モードにおける前後輪トルク分配制御ルーチンを示している。図 18 において、SD1 の前処理では、図 17 の関係から蓄電装置 112 の実際の温度 T_B に基づいて受入制限値 W_{IN} 、持出制限値 W_{OUT} が算出され、図 16 の関係から MG 16 の温度 T_{MG} に基づいて温度制限済の MG 16 の最大許容トルク T_{MGmax} および最小許容トルク T_{MGmin} が算出され、図 16 の関係から RMG 70 の温度 T_{RMG} に基づいて温度制限済の RMG 70 の最大許容トルク T_{RMGmax} および最小許容トルク T_{RMGmin} が算出され、図示しない回転センサからの信号に基づいて、MG 16 の回転速度 N_{MG} 、RMG 70 の回転速度 N_{RMG} 、および無段変速機 20 の入力軸回転速度 N_{IN} が算出され、たとえば図 13 に示す関係から実際の車速 V およびスロットル開度 θ に基づいて運転者要求トルク T_{drv} が算出され、その運転者要求トルク T_{drv} 、補機駆動トルク、必要充電トルクなどに基づいて必要エンジン出力 P_V が算出される。ここで、上記運転者要求トルク T_{drv} や後述の出力或いは出力トルクは、回生制動力或いはトルクを表す負の値をも含むものであり、それらの増加或いは減少という表現はそれらの絶対値に基づいている。

【0085】続いて、SD2 では、エンジン 14 に出力させるトルクの指令値を算出するために、図 19 のエンジン指令トルク算出ルーチンが実行される。すなわち、SD21 では、上記必要エンジン出力 P_V およびエンジン回転速度 N_E に基づいて、エンジン 14 に出力させるためのエンジン出力トルク基本値 T_{Ebase} ($= P_V / N_E$) が算出される。次いで、SD22 では、そのエンジン出力トルク基本値 T_{Ebase} に対してエンジン 14 の仕様に関連する上限値 T_{Emax} および下限値「0」の制限が加えられ ($0 \leq T_{Ebase} \leq T_{Emax}$)、制限済の値がエンジン出力トルク指令値 T_E とされる。エンジン 14 は、その出力トルクがそのエンジン出力トルク指令値 T_E となるように制御される。

【0086】続く SD3 では、たとえば図 20 に示すリヤモータトルク仮決定ルーチンが実行されることにより、RMG 70 の出力トルク仮決定値 T_{RMGtmp} が算出される。すなわち、図 20 の SD31 では、持出制限値 W_{OUT} に基づいて RMG 70 の出力トルクの上限値 T_{RMGmax} が算出される。すなわち、数式 2 および数式 3 から

PRMG が求められ、これが RMG 70 の最大出力 PRMGmaxp とされる。次いで、この PRMGmaxp と RMG 70 の回転速度 NRMG から数式 4 を満足する TRMG が求められ、これが RMG 70 の最大出力トルク TRMGmaxp とされる。数式 3 において、E FMG は MG 16 の効率、E F *

(数式 2)

$$PMG + PRMG = WOUT$$

(数式 3)

$$[(PMG \times EFMG + NE \times TEbase) \times EFCVT] : (PRMG \times EFRMG) \\ = (1 - Ktr) : Ktr$$

(数式 4)

$$NRMG \times TRMG + PRMGloss(NRMG, TRMG) = PRMGmaxp$$

【0088】SD 32 では、受入制限値 WIN に基づいて RMG 70 の出力トルクの下限值 TRMGminp が算出される。すなわち、数式 5 および数式 6 から PRMG が求められ、これが RMG 70 の最小出力 PRMGminp とされる。※

(数式 5)

$$PMG + PRMG = WIN$$

(数式 6)

$$[(PMG \times EFMG + NE \times TEbase) \times EFCVT] : (PRMG \times EFRMG) \\ = (1 - Ktr) : Ktr$$

(数式 7)

$$NRMG \times TRMG + PRMGloss(NRMG, TRMG) = PRMGminp$$

【0090】続いて、前記第 2 電動機作動制御手段 33 2 に対応する SD 33 では、RMG 70 の出力トルク基本値 TRMGbase を、数式 8 から算出する。この出力トルク基本値 TRMGbase は、RMG 70 から出力される基本トルクであり、原則的にはこの値が出力されるように RMG 70 が駆動されるが、実際には、後述の上下限ガード処理後の値が出力されるように RMG 70 が駆動される。数式 8 において、GRR は副駆動装置 12 (減速装置 72) の減速比である。

【0091】(数式 8)

$$TRMGbase = Tdrv \times Ktr / GRR$$

【0092】そして、前記第 2 電動機作動制限手段 33 6 に対応する SD 34 では、上記出力トルク基本値 TRMGbase に対して、蓄電装置 112 に由来する制限および RMG 70 の温度に由来する制限を行うための、上記 TRMGmaxp および TRMGminp、前記 TRMGmax および TRMGmin による上下限ガード処理が数式 9 および数式 10 に従って実行され、上下限ガード処理後の値が RMG 70 の出力トルク仮決定値 TRMGtmp として決定される。

【0093】(数式 9)

$$TRMGminp \leq TRMGbase \leq TRMGmaxp$$

(数式 10)

$$TRMGmin \leq TRMGbase \leq TRMGmax$$

【0094】図 18 に戻って、SD 4 では、たとえば図 21 に示すフロントモータトルク仮決定ルーチンが実行されることにより、MG 16 の出力トルク仮決定値 TMGtmp が算出される。すなわち、図 21 の SD 41 では、

* CVT は無段変速機 20 の効率、E FMG は RMG 70 の効率である。数式 4 において、PRMGloss (NRMG, TRMG) は RMG 70 のパワー損失である。

【0087】

※次いで、この PRMGminp と RMG 70 の回転速度 NRMG から数式 7 を満足する TRMG が求められ、これが RMG 70 の最小出力トルク TRMGminp とされる。

【0089】

持出制限値 WOUT に基づいて MG 16 の出力トルクの上限值 TMGmax が算出される。すなわち、数式 11 から上記 RMG 70 の出力トルク仮決定値 TRMGtmp に基づいて RMG 70 の出力 PRMG が算出され、その RMG 70 の出力 PRMG から MG 16 の最大出力 PMG (= WOUT - PRMG) が算出され、数式 12 からその MG 16 の最大出力 PMG (= WOUT - PRMG) に基づいて MG 16 の最大出力トルク TMG が求められ、これが TMGmaxp とされる。また、RMG 70 の出力 PRMG から MG 16 の最小出力 PMG (= WIN - PRMG) が算出され、数式 12 からその MG 16 の最小出力 PMG (= WIN - PRMG) に基づいて MG 16 の最小出力トルク TMG が求められ、これが TMGminp とされる。数式 12 において、PMGloss (NMG, TMG) は MG 16 の損失である。

【0095】(数式 11)

$$PRMG = NRMG \times TRMGtmp + PRMGloss(NRMG, TRMG)$$

(数式 12)

$$NMG \times TMG + PMGloss(NMG, TMG) = PMG$$

【0096】次いで、前記第 1 電動機作動制御手段 33 0 に対応する SD 42 では、MG 16 の出力トルク基本値 TMGbase を、数式 13 から運転者要求トルク Tdrv および RMG 70 の出力トルク仮決定値 TRMGtmp、エンジン出力トルク基本値 TEbase に基づいて算出し、その出力トルク基本値 TMGbase が MG 16 から出力されるように指令する。数式 13 において、GRF は主駆動装置 (遊星歯車装置 18 および無段変速機 20) の減速比で

ある。数式13では、運転者要求トルク T_{drv} からRMG70の出力トルク仮決定値 $TRMGtmp$ に減速比 GRR を差し引いた値に基づいてMG16の出力トルク基本値 $TMGbase$ が算出されているので、たとえばSD34においてRMG70の出力トルクが制限されたときは、その分だけMG16の出力トルク基本値 $TMGbase$ が増加させられて、車両の合計駆動力或いは回生制動力が一定に保持されるようになっている。したがって、本実施例では、このSD42は、前記第1電動機作動増大手段338にも対応している。

【0097】(数式13)

$$TMGbase = (T_{drv} - TRMGtmp \times GRR) / GRF - T_{Ebase}$$

【0098】続いて、前記第1電動機作動制限手段334に対応するSD43では、上記出力トルク基本値 $TMGbase$ に対して、蓄電装置112に由来する制限およびMG16の温度に由来する制限を行うための、上記 $TMGmax$ および $TMGmin$ 、前記 $TMGmax$ および $TMGmin$ による上下限ガード処理が数式14および数式15に従って実行され、上下限ガード処理後の値がMG16の出力トルク仮決定値 $TMGtmp$ として決定される。

【0099】(数式14)

$$TMGmin \leq TMGbase \leq TMGmax$$

(数式15)

$$TMGmin \leq TMGbase \leq TMGmax$$

【0100】図18に戻って、SD5では、前輪(車軸)の仮トルク $Tftmp$ が数式16から算出され、後輪(車軸)の仮トルク $Trtmp$ が数式17から算出される。

【0101】(数式16)

$$Tftmp = (TMG + T_{Ebase}) \times (NIN / NOUT) \times EF \times CVT \times GRF$$

(数式17)

$$Trtmp = TRMGtmp \times GRR$$

【0102】次に、SD6において、上記後輪の仮トルク $|Trtmp|$ が、前輪の仮トルク $Tftmp$ と後輪の仮トルク $Trtmp$ との合計値 $|Tftmp + Trtmp|$ に後輪トルク分配比 Ktr を掛けた値以下であるか否か、すなわち、合計値 $|Tftmp + Trtmp|$ に対する後輪の仮トルク $|Trtmp|$ の割合 $(|Trtmp| / |Tftmp + Trtmp|)$ が後輪トルク分配比 Ktr 以下であるか否かが判断される。このSD6の判断が肯定される場合は、SD7において、上記後輪の仮トルク $TRMGtmp$ がRMG70の出力トルク $TRMG$ として決定される。

【0103】しかし、上記SD6の判断が否定される場合は、SD8において、RMG70の出力トルクが再計算された後、上記SD7が実行される。このSD8では、たとえば図22に示すリヤモータ出力トルク再計算ルーチンが実行される。図22のSD81では、数式18から前輪仮トルク $Tftmp$ と前輪トルク分配比 $(1 - Ktr)$ および後輪トルク分配比 Ktr の割合 $[Ktr / (1 -$

$Ktr]$ 〕とに基づいて後輪のトルク $Trtmp$ が算出され、SD82では、数式19からその後輪のトルク $Trtmp$ と副駆動装置12の減速比 GRR とに基づいてRMG70の仮出力トルク値 $TRMGtmp$ が算出される。ここで、たとえば、前記SD43によりMG16の出力トルクが制限されたために、前輪の仮トルク $Tftmp$ と後輪の仮トルク $Trtmp$ との合計値 $|Tftmp + Trtmp|$ に対する後輪の仮トルク $|Trtmp|$ の割合 $(|Trtmp| / |Tftmp + Trtmp|)$ が後輪トルク分配比 Ktr を上まわった場合には、上記数式18によって、前輪仮トルク $Tftmp$ および後輪仮トルク $Trtmp$ の分配比 $(Trtmp / Tftmp)$ が予め定められた目標分配比である前輪トルク分配比 $(1 - Ktr)$ および後輪トルク分配比 Ktr の分配比 $[Ktr / (1 - Ktr)]$ となるように、すなわち実際の前後輪の駆動力分配比或いは回生制動力分配比が目標分配比 $[Ktr / (1 - Ktr)]$ となるように後輪仮トルク $Trtmp$ が上記MG16の出力トルクの制限量に対応して低減されるので、上記SD8は前記第2電動機作動低減手段340に対応している。

20 【0104】(数式18)

$$Trtmp = Tftmp \times [Ktr / (1 - Ktr)]$$

(数式19)

$$TRMGtmp = Trtmp \times GRR$$

【0105】上述のように、本実施例によれば、MG16(第1電動機)とRMG70(第2電動機)との熱定格の相互関係が特定の状態とされるため、前後輪駆動車両がその駆動力バランスを考慮したものとされることができ、走行安定性が保持されることができる。

【0106】また、本実施例によれば、MG16(第1電動機)の熱定格がRMG70(第2電動機)の熱定格よりも高くされたものであることから、後輪80、82を駆動するRMG70の熱定格が前輪66、68を駆動するMG16の熱定格よりも低く、後輪側のRMG70の出力が先に制限されるが、後輪80、82であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0107】また、本実施例によれば、第2電動機作動制限手段336(SD34)によるRMG70の作動制限時(駆動作動制限時或いは回生作動制限時)において、第1電動機作動増大手段338(SD42)によりMG16の作動(駆動作動或いは回生作動)が増大させられるため、比較的車両の安定性を保ちつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。たとえば、RMG70の出力制限時には運転者要求トルク T_{drv} に対応する車両の全駆動力を変化させないようにMG16の出力が増大させられ、RMG70の回生制限時には車両の全回生制動トルクを変化させないようにMG16の回生が増大させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

50 【0108】また、本実施例によれば、第1電動機作動

制限手段 334 (SD43) による MG16 の作動制限時において、第 2 電動機出力低減手段 340 (SD8) により前後輪の分配比を目標分配比とするためにすなわち後輪 80、82 のトルク分配比を K_{tr} とするために RMG70 の作動が低減させられるため、車両の安定性が確保される。たとえば、MG16 の出力制限時においては前後輪のトルク分担比すなわち後輪トルク分担比 K_{tr} が維持されるように、またはそれよりも前輪駆動 (FF) となるように RMG70 の出力が低減させられ、また、MG16 の回生制限時においても同様に RMG70 の回生が低減させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0109】図 23 は、図 9 の他の制御作動を説明するフローチャートである。このフローチャートにおいては、図 9 に比較して、SA1 が削除され、且つ SA2 の判断が肯定されたときに実行される SA30 が設けられている点において相違し、他は同様である。図 9 と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

【0110】上記 SA30 では、外気温度が路面摩擦係数変化を生じ得るような所定温度以下の低温状態であり、且つ路面勾配が所定角度以上の登坂走行であるか否かが判断される。この登坂走行は、たとえば図示しない前後 G センサからの信号に基づいて判断される。或いは、車両の停止時或いはアクセルペダル 122 が操作されない惰行走行時に記憶された前後加速度と発進直前の加速度との加速度差が路面勾配に対応することを利用して、その加速度差が所定値を越えた場合に登坂走行を判定してもよい。この場合、平坦路における高加速度発進においても登坂と誤判定されない利点がある。

【0111】上記 SA30 の判断が肯定される場合は、SA16 以下が実行されることにより相対的に大きな駆動力を得ることができる第 1 出力トルク領域が選択され、その第 1 出力トルク領域に従って RMG70 が駆動される。これにより、大きな駆動力が得られる 4 輪駆動走行が行われる。しかし、上記 SA30 の判断が否定される場合は、SA19 以下が実行されることにより、第 1 出力トルク領域よりは最大トルクが小さく設定された第 2 出力トルク領域が選択されるので、その第 2 出力トルク領域に従って RMG70 が駆動される。これにより、平坦路や高 μ 路においては十分であるが、電力消費が抑制された 4 輪駆動走行が行われ、RMG70 の駆動負荷が軽減される。

【0112】なお、上記 SA30 において、外気温度が路面摩擦係数変化を生じ得るような所定温度以下の低温状態であるか、或いは路面勾配が所定角度以上の登坂走行であるか否かが判断されるようにしてもよい。この場合、外気温度が路面摩擦係数変化を生じ得るような所定温度以下の低温状態であるとき、および路面勾配が所定角度以上の登坂走行であるときには、共に SA16 以下

が実行されることにより相対的に大きな駆動力を得ることができる第 1 出力トルク領域が選択され、その第 1 出力トルク領域に従って RMG70 が駆動される。しかし、外気温度が路面摩擦係数変化を生じ得るような所定温度以下の低温状態でなく、しかも路面勾配が所定角度以上の登坂走行でない場合に、SA19 以下が実行されることにより、第 1 出力トルク領域よりは最大トルクが小さく設定された第 2 出力トルク領域が選択されるので、その第 2 出力トルク領域に従って RMG70 が駆動される。

【0113】図 24 は、前記ハイブリッド制御装置 104 などに設けられた他の制御機能の要部、すなわち前輪 66、68 の駆動力に従った車両の登坂発進時において、車両の駆動力を一時的に高めるために所定の駆動力配分比に従って RMG70 を作動させ、後輪 80、82 からも駆動力を発生させる高 μ 路アシスト制御を説明する機能ブロック線図である。図 24 において、目標出力決定手段 348 は、たとえば図 25 に示す予め記憶された関係から実際の運転者による出力操作手段の操作程度たとえばアクセルペダル 122 の操作量 (アクセル開度) θ_a と車速 V とに基づいて目標駆動力 F_n を決定する。上記図 25 に示す関係は、運転者の要求駆動力或いは要求加速力を実現するために予め実験的に求められたものである。

【0114】坂路発進アシスト制御手段 350 は、車両の発進操作に先立ち且つアクセルペダル 122 の操作により車両が所定速度に到達するまで、道路勾配に対応した大きさの駆動力であって、登坂方向の発進時の車両の降坂方向の速度 (たとえば後退速度) すなわち落ち速度が零より大きな所定車速以下たとえば $1 \sim 3 \text{ km/h}$ 程度の微速、または降坂方向に 1.0 m/sec^2 程度の加速度とする大きさの駆動力を車両に付与するようにする。すなわち、坂路発進アシスト制御手段 350 は、車両が発進しようとする路面の勾配 (角度) 検出するためにたとえば勾配に対応する停車時前後加速度 G_{acc} を車両停止且つブレーキ操作時の図示しない前後加速度センサの出力信号に基づいて記憶する路面勾配検出手段 352 と、たとえば図 26 に示す予め記憶された関係から実際の勾配に対応する停車時前後加速度 G_{acc} に基づいて登坂発進時の後退を抑制するために付加すべき仮補正駆動力 dF_r を決定する仮補正駆動力決定手段 354 と、その仮補正駆動力決定手段 354 により決定された仮補正駆動力 dF_r に基づいて、たとえば図 27 に示すように、出力開始時にはたとえば 0.2 秒程度の立ち上がり期間 ($t_0 \sim t_1$) で相対的に速やかに増加して仮補正駆動力 dF_r に到達するが、出力終了時にはたとえば 1 乃至 2 秒程度の立ち下がり期間 ($t_2 \sim t_3$) でその仮補正駆動力 dF_r から相対的に緩やかに減少する補正駆動力 dF を発生させる補正駆動力発生手段 355 と、その補正駆動力 dF を車両の駆動力に付与するために前記

目標駆動力 F_n に加算する補正駆動力付与手段 356 とを備えている。上記図 26 に示す関係は、登坂発進時の車両の後退速度すなわち落ち速度が零より大きな所定車速以下たとえば $1 \sim 3 \text{ km/h}$ 程度の微速となるように又は降坂方向に $1 \cdot 0 \text{ m/sec}^2$ 程度の加速度となるように予め実験的に求められたものであり、所定の勾配範囲内すなわち停車時前後加速度 G_{acc} が G_1 乃至 G_2 の範囲内において、停車時前後加速度 G_{acc} の増加に伴って比例的に仮補正駆動力 dF_k が増加するように決定されている。停車時前後加速度 G_{acc} が G_1 よりも小さい場合は補正駆動力 dF を付与しなくても後退速度が緩やかであり、停車時前後加速度 G_{acc} が G_2 よりも大きい場合はそれ以後の後退速度を路面傾斜に伴って大きくするために仮補正駆動力 dF_k の増加が飽和させられている。

【0115】また、アクセル開度 θ_a がたとえば図 28 に示すような予め設定された関係 $\theta_{a1} = f(G_{\text{acc}}, W)$ から実際の路面勾配 G_{acc} および車重 W に基づいて求められた判断基準値 θ_{a1} を越えたか否かに基づいて駆動力の坂路発進アシスト補正が不要であるか否かを判定する補正開始不可判定手段 358 と、アクセル開度 θ_a が予め設定された判断基準値 θ_{a2} を越えたか否かに基づいて補正駆動力 dF を付与する登坂発進アシスト制御を中止するか否かを判定する補正中止判定手段 360 とが設けられており、上記坂路発進アシスト制御手段 350 すなわち補正駆動力付与手段 356 は、補正開始不可判定手段 358 により駆動力の補正が不要であると判定された場合は登坂発進アシスト制御は行わないが、アクセル開度 θ_a がたとえば 10° 程度の勾配に対応する 20% 程度の判断基準値 θ_{a1} を越えたと判定された場合は登坂発進アシスト制御を開始する。また、上記坂路発進アシスト制御手段 350 すなわち補正駆動力付与手段 356 は、登坂発進アシスト制御中において上記補正中止判定手段 360 によりアクセル開度 θ_a が予め設定された判断基準値 θ_{a2} を越えたと判定された場合はアクセルペダル 122 の加速操作に基づく駆動力が高められるので、発進アシスト制御を中止或いは終了させる。

【0116】車速 V が $1 \sim 3 \text{ km/h}$ 程度に予め設定された判断基準車速 V_1 以上であるか否かを判定する車速判定手段 362 と、ブレーキペダル 124 の非操作が所定時間 T_1 以上継続されているか否かを判定するブレーキ非操作継続判定手段 364 とが設けられている。前記坂路発進アシスト制御手段 350 すなわち補正駆動力付与手段 356 は、車速判定手段 362 により車速 V が予め設定された判断基準車速 V_1 以上ではない（判断基準車速 V_1 よりも低い）と判定されるか、或いはブレーキ非操作継続判定手段 364 によりブレーキペダル 124 が所定時間 T_1 以上連続操作されていないと判定された場合には上記補正駆動力 dF を車両の駆動力に付与するが、車速 V が予め設定された判断基準車速 V_1 以上であ

ると判定されるか、或いはブレーキペダル 124 の非操作が所定時間 T_1 以上継続されている場合には上記補正駆動力 dF を車両の駆動力に付与する登坂発進アシスト制御は行わない。すなわち、上記坂路発進アシスト制御手段 350 すなわち補正駆動力付与手段 356 による登坂発進アシスト制御は、車両の停車中或いは車速 V が極めて低い判断基準車速 V_1 よりも低い場合、ブレーキオン操作がされているか或いはオフ操作がされているも所定時間 T_1 以上連続していない場合に行われる。

【0117】原動機駆動制御手段 366 は、補正駆動力付与手段 356 により補正駆動力 dF が加算された目標駆動力 $F_n (= F_n + dF)$ が得られるように車両の原動機の出力を制御する。たとえば、前輪系の原動機であるエンジン 14 および/または MG 16 から目標駆動力 F_n を出力させ、後輪系の原動機である RMG 70 から登坂発進のための補正駆動力 dF を出力させることにより、アクセルペダル 122 の操作前では専ら補正駆動力 dF により車両の後退を $1 \sim 3 \text{ km/h}$ 程度の僅かな速度にとどめ、アクセルペダル 122 の操作により登坂発進が開始された場合は 4 輪駆動状態として車両の総駆動力を目標駆動力 F_n とする。

【0118】図 29 および図 30 は、本実施例のハイブリッド制御装置 104 の制御作動の要部を説明するフローチャートであって、図 29 は駆動力制御ルーチンを、図 30 は登坂発進補正駆動力算出ルーチンをそれぞれ示している。

【0119】図 29 において、SE1 では、図示しないセンサの出力信号から車速 V 、アクセルペダル 122 の操作量であるアクセル開度 θ_a 、前後加速度 G 、などが読み込まれる。次いで、前記目標出力決定手段 348 に対応する SE2 では、たとえば図 25 に示す予め記憶された関係から実際のアクセルペダル 122 の操作量（アクセル開度） θ_a と車速 V とに基づいて、運転者の要求駆動力である目標駆動力 F_n が決定される。続いて、前記坂路発進アシスト制御手段 350 に対応する SE3 および SE4 では、車両の発進操作に先立ち且つアクセルペダル 122 の操作により車両が所定速度に到達するまで、道路勾配に対応した大きさの駆動力であって、登坂発進時の車両の後退速度すなわち落ち速度が零より大きな所定車速以下たとえば $1 \sim 3 \text{ km/h}$ 程度の微速、または後退方向に $1 \cdot 0 \text{ m/sec}^2$ 程度の加速度とする大きさの駆動力が車両に付与されるようにする。

【0120】図 30 は、上記 SE3 の作動を詳しく説明する登坂発進補正駆動力を算出するルーチンを示している。図 30 において、前記補正開始不可判定手段 358 に対応する SE31 では、アクセル開度 θ_a がたとえば図 28 に示すような予め設定された関係 $\theta_{a1} = f(G_{\text{acc}}, W)$ から実際の路面勾配 G_{acc} および車重 W に基づいて求められた判断基準値 θ_{a1} を越えたか否かに基づいて駆動力の坂路発進アシスト補正が不要であるか否か

が判断される。このSE31の判断が肯定された場合は、アクセルペダル122が発進のためにたとえば20%以上となるように比較的大きく操作された状態であるので、SE32において、算出される補正駆動力 dF を零とするために路面勾配に対応する停車時前後Gセンサ値 G_{mp} の内容が強制的に「0」に設定されることにより、実質的に補正駆動力の算出が開始されないようにする。

【0121】しかし、上記SE31の判断が否定される場合は、アクセルペダル122が未だ発進操作されない状態であるので、前記路面勾配検出手段352に対応するSE33、SE34、SE35が実行される。SE33では車両が停車中であるか否かがたとえば車速 V に基づいて判断され、SE34ではブレーキペダル124が操作されているか否かがたとえば図示しないブレーキスイッチからの出力信号に基づいて判断される。SE33およびSE34の判断が共に肯定された場合は、SE35において、そのときの前後Gセンサの出力値が路面勾配を表す重力値 G_{mp} として記憶される。

【0122】次いで、前記補正中止判定手段360に対応するSE36において、アクセルペダル122の操作による発進時の駆動力増加により登坂発進のための補正が不要となったか否かを判断するために、アクセル開度 θ_a が予め設定された判断基準値 θ_{a0} を越えたか否かが判断される。このSE36の判断が肯定される場合は、SE37において算出される補正駆動力 dF を零とするために路面勾配に対応する停車時前後Gセンサ値 G_{mp} の内容が優先的に「0」に設定されることにより、実質的に補正駆動力の算出が開始されないようにする。

【0123】しかし、上記SE36の判断が否定される場合は、前記仮補正駆動力決定手段354に対応するSE38において、たとえば図26に示す予め記憶された関係から実際の勾配に対応する停車時前後加速度 G_{mp} に基づいて登坂発進時の後退を抑制するために付加すべき仮補正駆動力 dF_r が決定される。次いで、前記補正駆動力発生手段355に対応するSE39において、上記仮補正駆動力 dF_r に基づき、たとえば図27に示すように、補正駆動力付与開始直後にはたとえば0.2秒程度の立ち上がり期間($t_0 \sim t_1$)で相対的に速やかに増加して仮補正駆動力 dF_r に到達するが、補正駆動力付与終了時にはたとえば1乃至2秒程度の立ち下がり期間($t_2 \sim t_3$)でその仮補正駆動力 dF_r から相対的に緩やかに減少する補正駆動力 dF が発生させられる。

【0124】前記SE33の判断が否定される場合は、前記車速判定手段362に対応するSE40において、実際の車速 V が1~3km/h程度に予め設定された判断基準車速 V_1 以上となったか否かが判断される。このSE40の判断が否定される場合は、車両が未だ登坂発進により登坂車速が出ない状態であるので、登坂発進の

ための補正駆動力を付与するための制御を継続させるためにSE36以下が実行されるが、そのSE40の判断が肯定される場合は、登坂発進時に車両がすでに前進走行開始させられた状態であって登坂発進のために道路勾配に対応した補正駆動力を付与する必要がなくなった状態であるので、その補正駆動力を付与する制御を実質的に終了させるために前記SE32以下が実行される。

【0125】また、前記SE34の判断が否定される場合は、前記ブレーキ非操作継続判定手段364に対応するSE41において、ブレーキペダル124がたとえば1秒程度に設定された所定時間 T_1 以上連続して操作されていないか否かが判断される。このSE41の判断が否定される場合は、運転者の前進意図が存在する可能性がある状態であるので、登坂発進のための補正駆動力を付与するための制御を継続させるためにSE36以下が実行されるが、そのSE41の判断が肯定される場合は、運転者の前進意図が存在しないと考えられ、登坂路の車両のずり下がりやを従来通りにした方がよい状態であるので、その補正駆動力を付与する制御を実質的に終了させるために前記SE32以下が実行される。

【0126】次いで、図29に戻って、前記補正駆動力付与手段356に対応するSE4では、上記SE39において算出された補正駆動力 dF を車両の駆動力に付与するために、前記SE2において求められた目標駆動力 F_n に加算されることにより補正後の最終的な目標駆動力 F_n が算出される。そして、前記原動機駆動制御手段366に対応するSE5において、SE39において算出された補正駆動力 dF が加算された目標駆動力 $F_n (= F_n + dF)$ が得られるように車両の原動機の出力を制御する。たとえば、前輪系の原動機であるエンジン14および/またはMG16から目標駆動力 F_n を出力させ、後輪系の原動機であるRMG70から登坂発進のための補正駆動力 dF を出力させることにより、車両の総駆動力が目標駆動力 F_n とされる。

【0127】なお、上記SE4では、SE31(補正開始不可判定手段358)により駆動力の補正が不要であると判定された場合、登坂発進アシスト制御中においてSE36(上記補正中止判定手段360)によりアクセル開度 θ_a が予め設定された判断基準値 θ_{a0} を越えたと判定された場合、SE40(車速判定手段362)により車速 V が予め設定された判断基準車速 V_1 以上ではない(判断基準車速 V_1 よりも低い)と判定される場合、或いはSE41(ブレーキ非操作継続判定手段364)によりブレーキペダル124が所定時間 T_1 以上連続操作されていないと判定された場合には、停車時前後加速度 G_{mp} が零に設定され且つそれから求められる補正駆動力 dF も零とされるので、実質的に補正駆動力 dF を車両の駆動力に付与する登坂発進アシスト制御が行われず、中止される。

【0128】上述のように、本実施例の車両の駆動力制

御において、坂路発進アシスト制御手段 350 によれば、道路勾配を表す停車時前後加速度 G_{acc} に対応して車両の駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御を行う場合に、車両の登坂発進時において車速が零より大きい所定車速以下となるように又は降坂方向に 1.0 m/s^2 程度の加速度となるように車両の駆動力 F_n ($= F_{n1} + dF$) が設定されることから、車両の坂路発進に際してはアクセルペダル 122 の踏込前では降坂方向に所定車速以下或いは降坂方向に所定加速度以下で僅かに後退させられるので、車両のずり下がりが抑制されるとともに運転者が道路勾配を正確に知ることができる。このため、運転者は車両の発進に際して坂路勾配に応じて踏込を行うことができるようになる。すなわち、重力に基づく車両後退方向の付勢力と摩擦などの固定クリープ力との差である従来の車両の後退力 F_{r1} は、図 31 に示すように路面傾斜角すなわち停車時前後加速度 G_{acc} が大きくなるほど大きくなる性質があるが、前述のように仮補正駆動力 dF_r が図 26 に示す関係から停車時前後加速度 G_{acc} が大きくなるほど大きくなるように決定されて前進方向の車両駆動力に付与されていることから、

10

く駆動力の付与が中止される。

【0131】また、本実施例によれば、前輪 66、68 および後輪 80、82 の一方を第 1 原動機たとえばエンジン 14 および MG 16 で駆動可能とし、他方を第 2 原動機たとえば MG 70 により駆動可能とした 4 輪駆動車において、その 4 輪駆動車の制御装置が、運転者の出力操作手段の操作程度たとえばアクセル開度 θ_a と車速 V とに基づき目標駆動力 F_{n1} が求められ（目標出力決定手段 348）、その目標駆動力 F_{n1} に基づいて前輪側および後輪側から出力すべき駆動力 F_n が、車両発進時において道路勾配を表す停車時前後加速度 G_{acc} に基づいて補正された値となるように前輪 66、68 および後輪 80、82 の駆動力が制御される（補正駆動力発生手段 355、補正駆動力付与手段 356）ので、運転者の要求に合った目標駆動力が達成されると同時に、登坂発進走行時にはその勾配に合った前後輪の駆動力配分とされる。

20

【0132】また、本実施例によれば、前記路面道路勾配を表す停車時前後加速度 G_{acc} に対応して車両の駆動輪に駆動力を付与する制御すなわち登坂アシスト制御を行う車両の駆動制御において、仮補正駆動力決定手段 354 により所定の道路勾配の範囲内すなわち G_1 乃至 G_2 の範囲内において後退車速が所定車速以下となるように道路勾配に対応して車両の駆動力が設定されることから、道路勾配が所定の道路勾配を越える場合には、後退車速が所定車速以下となるように設定される車両の駆動力がそれ以上増加させられなくなるので、運転者が道路勾配を一層正確に知ることができる。

30

【0133】また、本実施例によれば、前記仮補正駆動力決定手段 354、補正駆動力発生手段 355、補正駆動力付与手段 356 により、路面道路勾配を表す停車時前後加速度 G_{acc} に対応して車両の駆動輪に駆動力を付与するに際して、車両の登坂発進時において降坂方向の車速すなわち後退車速が零より大きい所定車速以下となるように或いは降坂方向の加速度が所定加速度以下となるように車両の駆動力 F_n ($= F_{n1} + dF$) が設定される場合に、その所定車速は数キロメートルたとえば 1 乃至 3 km/h の車速とされるので、登坂路のずり下がりが好適な値に抑制される。

40

【0134】また、本実施例によれば、補正中止判定手段 360 により、前記運転者の要求する要求駆動力 F_{n1} すなわちその要求駆動力 F_{n1} に対応するアクセル開度 θ_a が零でない所定値 θ_{a2} 以上となったと判定された場合には、道路勾配に対応した駆動力 dF の付与が中止されるものであることから、要求駆動力 F_{n1} すなわちその要求駆動力 F_{n1} に対応するアクセル開度 θ_a が零から所定値 θ_{a2} までの範囲内であるときには、道路勾配が大きくなるのに対応して大きくなる駆動力が付与され、車両の後退（ずり落ち）が好適に防止される。

50

【0135】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳

【0129】また、本実施例によれば、道路勾配を表す停車時前後加速度 G_{acc} に対応して車両の駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御を行う場合に、登坂発進に際して、ブレーキ非操作継続判定手段 364 により車両の停車中にブレーキペダル 124 の非操作継続時間が 1 秒程度の所定の T_1 時間よりも長いと判定された場合には、道路勾配に対応した駆動力 dF の付与が中止されることから、運転者の前進意図のない状態では車両のずり下がりが許容されるので、運転者に道路勾配の程度を知らせることができる。

【0130】また、本実施例の補正駆動力付与手段 356 によれば、車両の登坂発進時に道路勾配を表す停車時前後加速度 G_{acc} に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御を行う場合に、道路勾配に対応した駆動力 dF の付与を実行開始する時には速やかに駆動力を上昇させ、道路勾配に対応した駆動力 dF の付与の中止或いは終了時には緩やかに駆動力を減少させられることから、駆動力 dF の付与の実行を開始する時には登坂路発進時でのずり下がりの抑制が速やかに行われるとともに、駆動力 dF の付与の中止或いは終了時には違和感な

細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0136】たとえば、前述の実施例の車両は、前輪66、68をエンジン14およびMG16を備えた主駆動装置10が駆動し、後輪80、82をRMG70を備えた副駆動装置12が駆動する前後輪駆動（4輪駆動）形式であったが、前輪駆動車両や後輪駆動車両であってもよく、その原動機はエンジン、電動機、および油圧モータなどの少なくとも1つから構成されたものであってもよい。要するに、目標駆動力 F_n に対応する車両の駆動力に仮補正駆動力 dF_x を付与（加算）することができる機能を備えた車両であればよく、たとえば原動機がエンジンであれば、アクチュエータによってスロットル弁が開閉制御されるものであればよい。原動機が電動機或いは油圧モータであれば、その電動機或いは油圧モータを駆動する電機モータへの電流制御により容易に補正駆動力 dF_x を付与され得る。

【0137】また、前述の実施例では、複数種類の制御例が説明されていたが、それらの制御例は所定の車両において相互に適宜組み合わせることで実施され得るものである。

【0138】また、前述の実施例では、補正駆動力発生手段355により登坂発進のための補正駆動力 dF が予め求められ、目標駆動力 F_n に対応する車両の駆動力に補正駆動力 dF を付与するために補正駆動力付与手段356によりその補正駆動力 dF が目標駆動力 F_n に加算されていたが、登坂発進のための補正係数（1より大）が予め求められ、目標駆動力 F_i に対応する車両の駆動力にその補正係数を付与するためにその補正係数が目標駆動力 F_i に乘算されるようにしてもよく、登坂発進は前進および後退のいずれであっても適用される。

【0139】また、前述の実施例の原動機駆動力制御手段366では、上記補正駆動力 dF をRMG70により駆動される後輪80、82から出力させていたが、エンジン14或いはMG16に駆動される前輪66、68から出力させてもよいし、4輪駆動状態であるときには、そのときの駆動力配分比を変化させないようにRMG70により駆動される後輪80、82およびエンジン14或いはMG16に駆動される前輪66、68から出力させてもよい。

【0140】また、前述の実施例では、路面勾配検出手段352は、車両停止中且つブレーキ操作中における前後Gセンサの出力信号である停車時前後加速度 $G_{\text{前}}$ 、 $G_{\text{後}}$ を記憶することにより路面勾配（路面傾斜）を検出していたが、傾斜計などにより路面勾配を検出するものであってもよい。

【0141】また、前述の実施例の車両は、その動力伝達経路に無段変速機20を備えたものであったが、遊星歯車式或いは常時噛み合い型平行2軸式の有段変速機を備えたものであってもよい。

【0142】また、前述の実施例では、ハイブリッド制御装置104により図29、図30に示す車両の駆動力制御が行われていたが、他の制御装置により実行されても差し支えない。

【0143】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

10 【図1】本発明の一実施例の制御装置を備えた4輪駆動車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。

【図2】図1の遊星歯車装置を制御する油圧制御回路の要部を説明する図である。

【図3】図1の4輪駆動車両に設けられた制御装置を説明する図である。

【図4】図3のエンジン制御装置により制御されるエンジンの運転点の目標である最良燃費率曲線を示す図である。

20 【図5】図3のハイブリッド制御装置により選択される制御モードを示す図表である。

【図6】図3のハイブリッド制御装置により制御されるETCモードにおける遊星歯車装置の作動を説明する共線図である。

【図7】図3のハイブリッド制御装置などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図8】図7の出力トルク領域記憶手段において記憶された複数種類の出力トルク領域を示す図である。

30 【図9】図3のハイブリッド制御装置などの制御作動の要部を説明するフローチャートであって、出力トルク領域切換および後輪切換制御ルーチンを示す図である。

【図10】図3のハイブリッド制御装置などの制御作動の要部を説明するフローチャートであって、4輪駆動中止制御ルーチンを示す図である。

【図11】図3のハイブリッド制御装置などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図12】図3のハイブリッド制御装置などの制御作動の要部を説明するフローチャートであって、出力トルク領域切換および後輪切換制御ルーチンを示す図である。

40 【図13】図11の第2原動機作動制御手段において、運転者要求トルクを算出するための予め記憶された関係を示す図である。

【図14】図12の制御作動を説明するタイムチャートである。

【図15】図3のハイブリッド制御装置などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図16】図1または図3のMG或いはRMGの温度をパラメータとする出力トルク領域を示す図である。

【図17】図3の蓄電装置における受入制限値 W_{IN} および持出制限値 W_{OUT} の温度特性を示す図である。

50 【図18】図3のハイブリッド制御装置などの制御作動

の要部を説明するフローチャートである。

【図 19】図 11 の SD 2 のエンジン指令トルク算出ルーチンを示す図である。

【図 20】図 11 の SD 3 の RMG 出力トルク仮決定ルーチンを示す図である。

【図 21】図 11 の SD 4 の MG 出力トルク決定ルーチンを示す図である。

【図 22】図 11 の SD 8 の RMG 出力トルク再計算ルーチンを示す図である。

【図 23】図 9 のフローチャートの他の例を示す図である。

【図 24】図 3 のハイブリッド制御装置などの制御機能の他の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図 25】図 24 の目標出力決定手段により目標駆動力を決定するために用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図 26】図 24 の仮補正駆動力決定手段により仮補正駆動力を決定するために用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図 27】図 24 の補正駆動力発生手段により補正駆動力を発生させるために用いられる予め記憶された関係を示す図である。

*

* 【図 28】図 24 の補正開始不可判定手段において補正開始不可を判定するための判断基準値を決定するために用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図 29】図 24 のハイブリッド制御装置の制御作動の要部を説明するフローチャートであって、駆動力制御ルーチンを示している。

【図 30】図 24 のハイブリッド制御装置の制御作動の要部を説明するフローチャートであって、登坂発進補正駆動力算出ルーチンを示している。

【図 31】図 24 のハイブリッド制御装置の制御作動のざり下がり抑制効果を説明する図である。

【符号の説明】

14 : エンジン (第 1 原動機)

66、68 : 前輪

70 : リヤモータジェネレータ (第 2 原動機)

80、82 : 後輪

348 : 目標出力決定手段

350 : 坂路発進アシスト制御手段

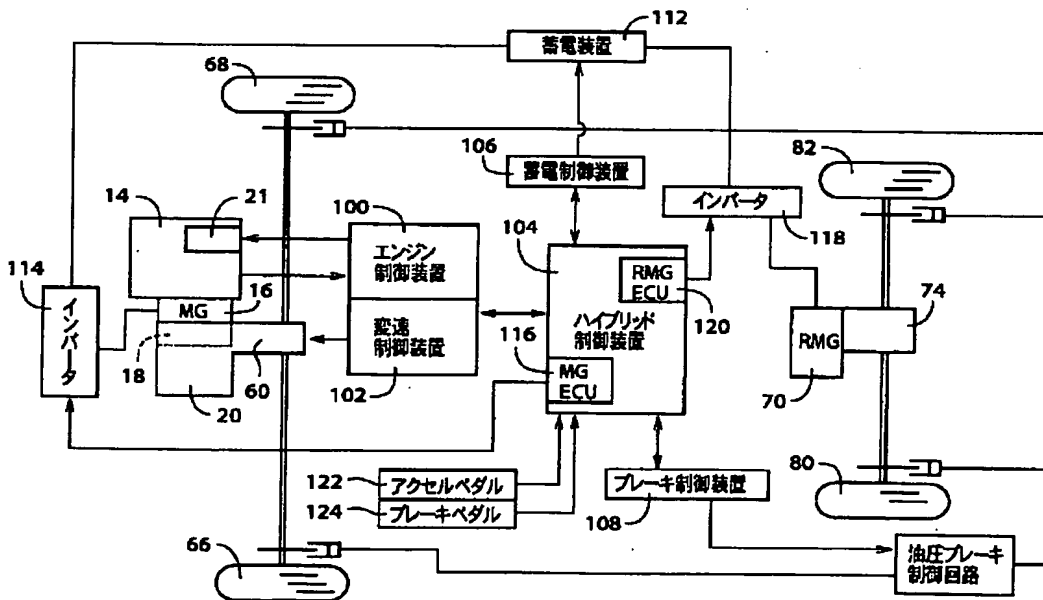
352 : 勾配検出手段

354 : 仮補正駆動力決定手段

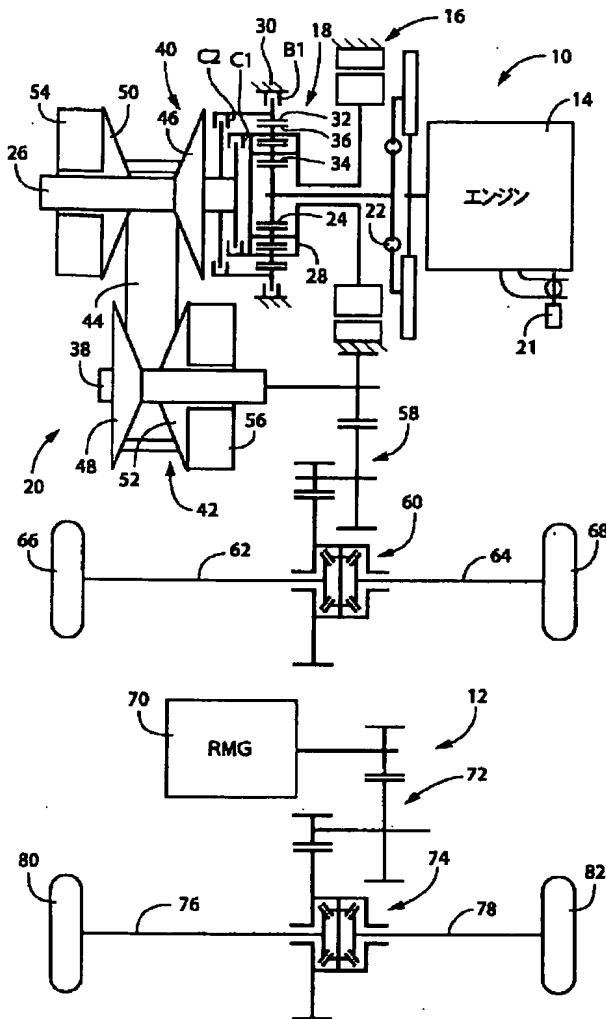
355 : 補正駆動力発生手段

356 : 補正駆動力付与手段

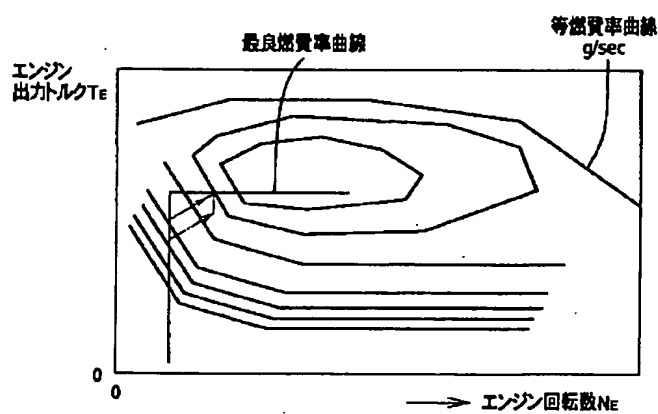
【図 3】



【図 1】



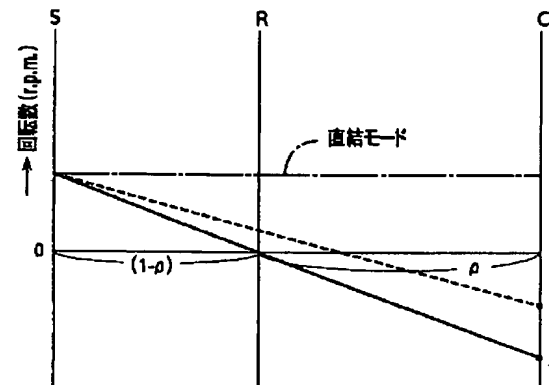
【図 4】



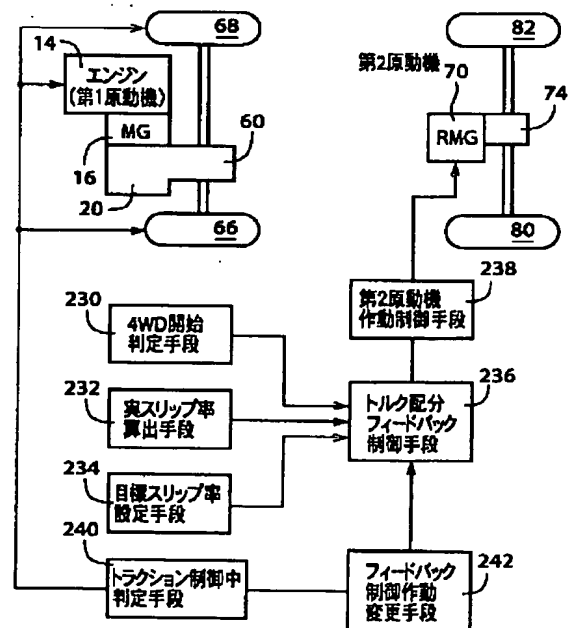
【図 5】

レンジ	モード	係合要素	C1	C2	B1
B, D	ETCモード		×	○	×
	直結モード		○	○	×
	モータ走行モード		○	×	×
N, P	ニュートラルモード 1, 2		×	×	×
	充電, Eng始動		×	×	○
R	モータ走行モード		○	×	×
	アプリケーション走行モード		○	×	○

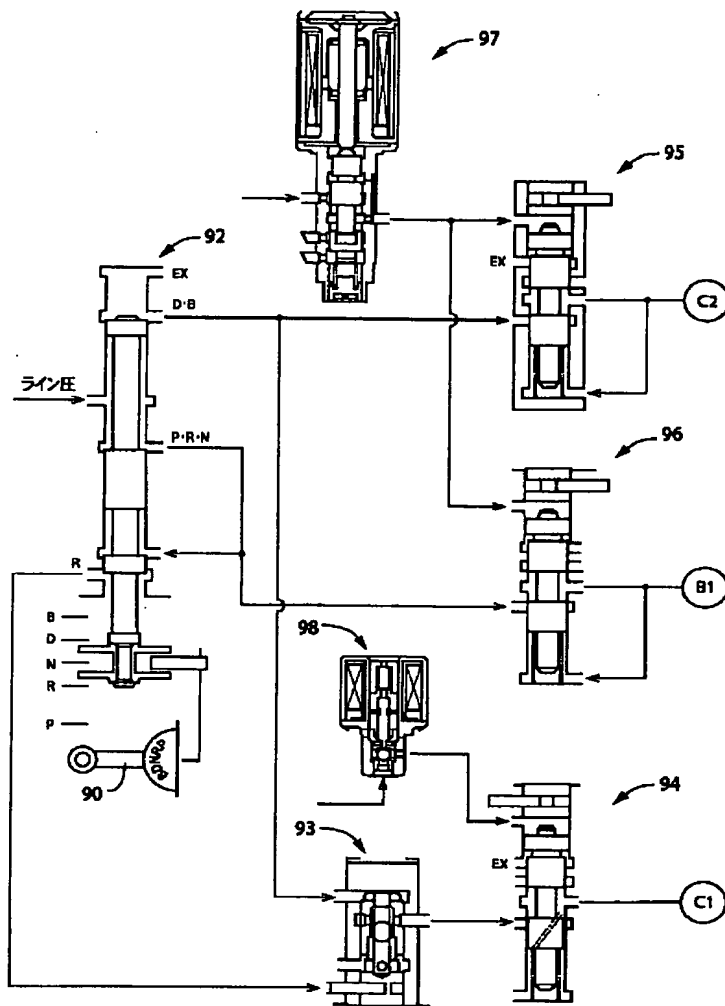
【図 6】



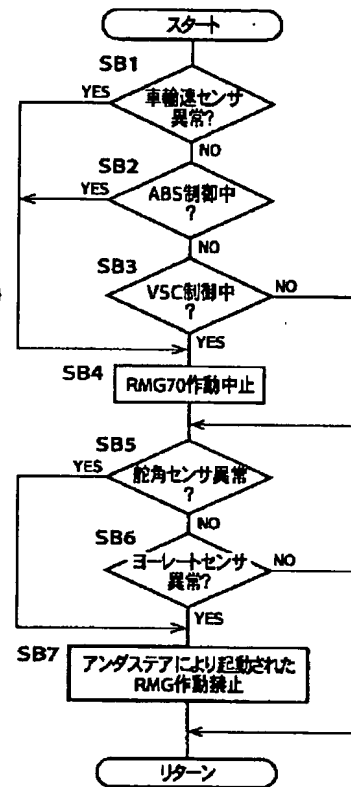
【図 11】



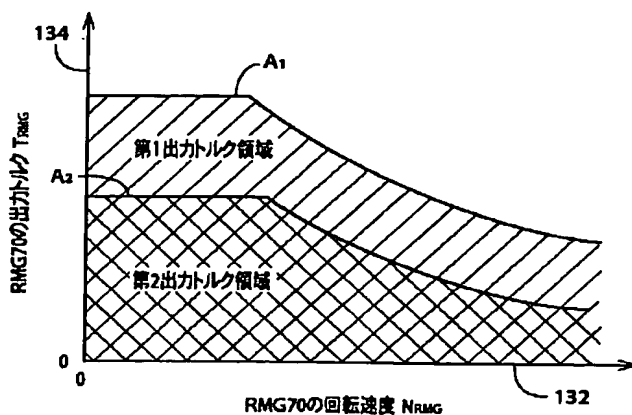
【図2】



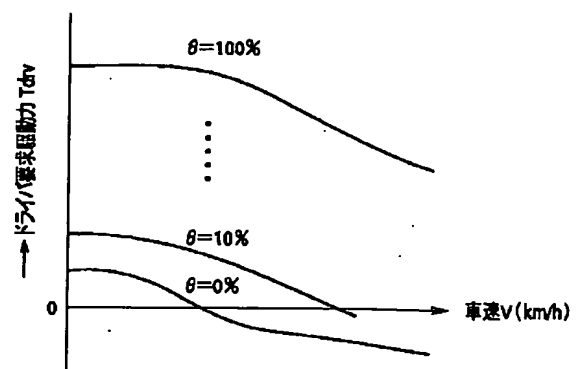
【図10】



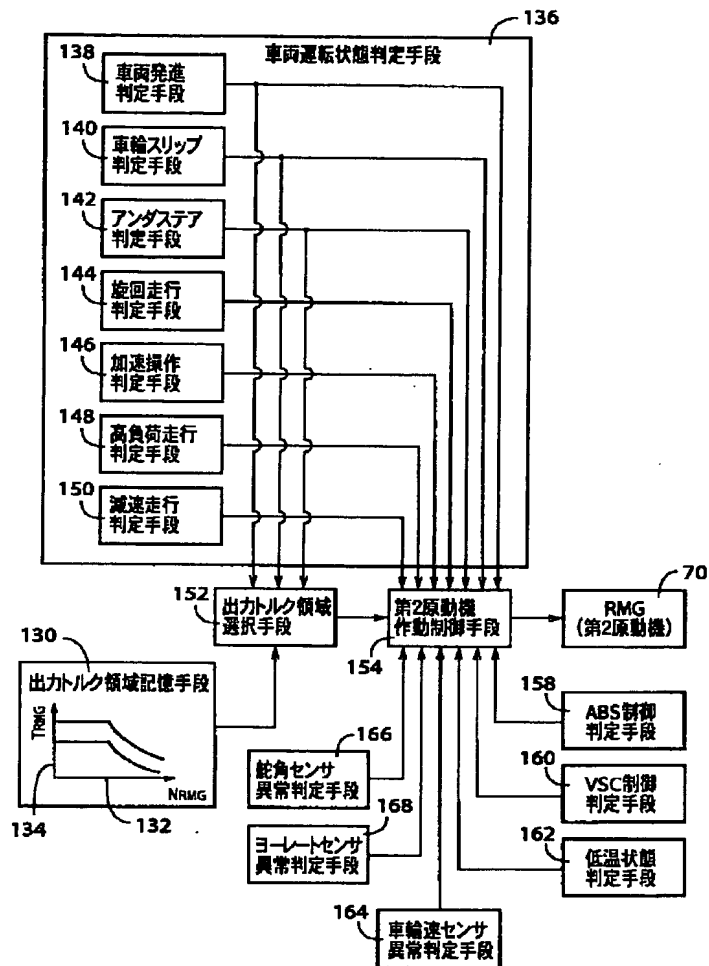
【図8】



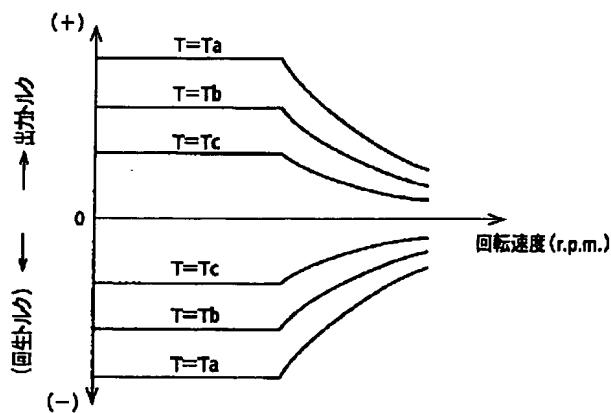
【図13】



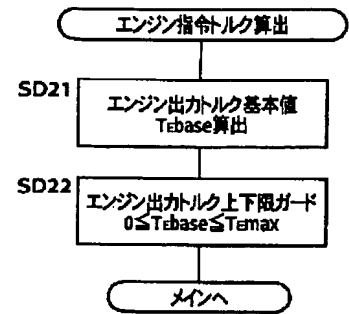
【図 7】



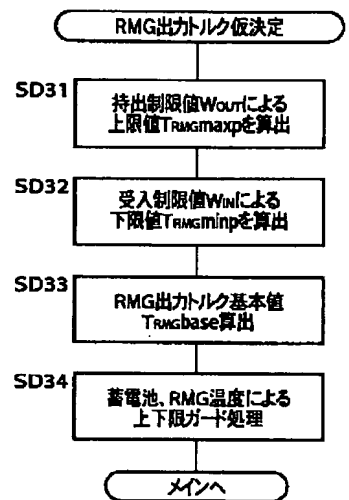
【図 16】



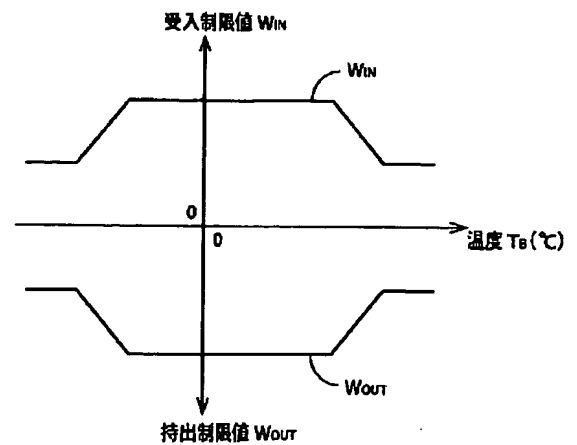
【図 19】



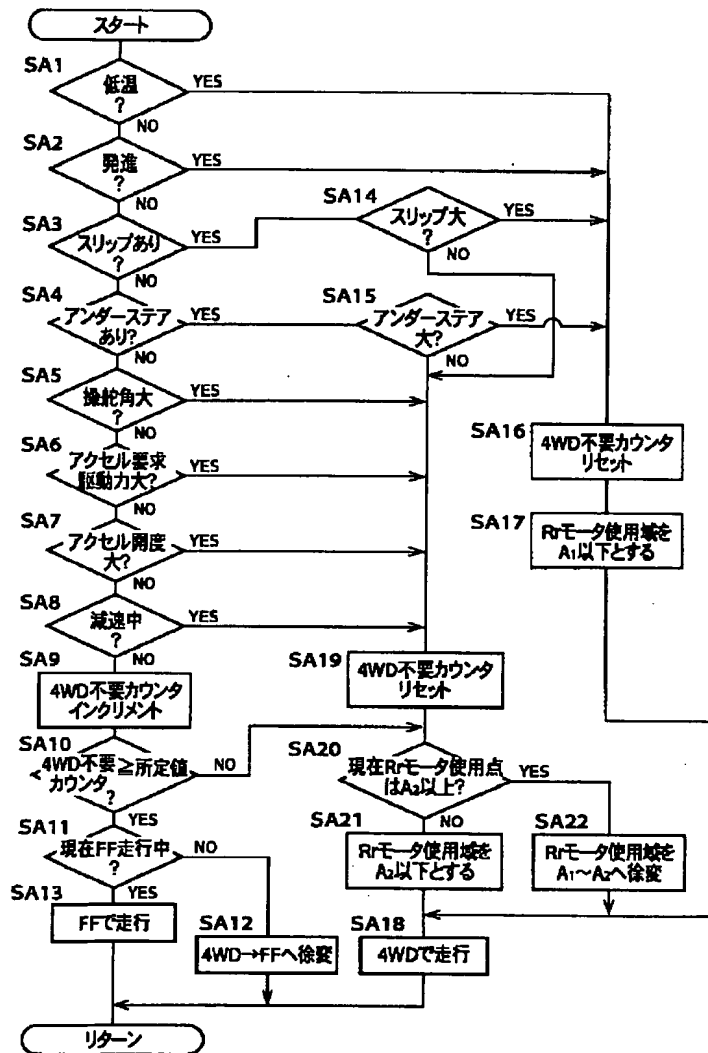
【図 20】



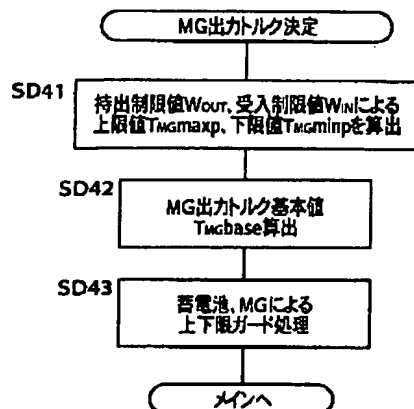
【図 17】



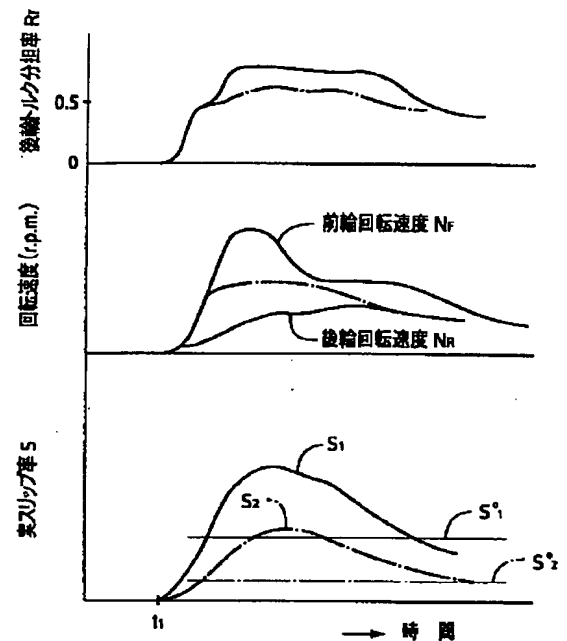
【図 9】



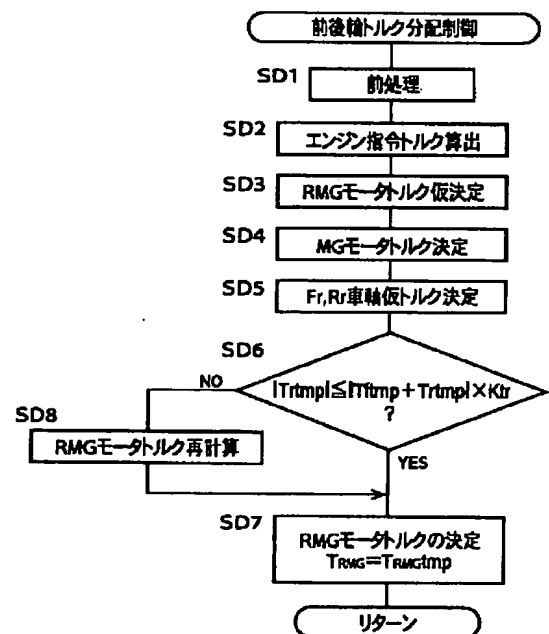
【図 21】



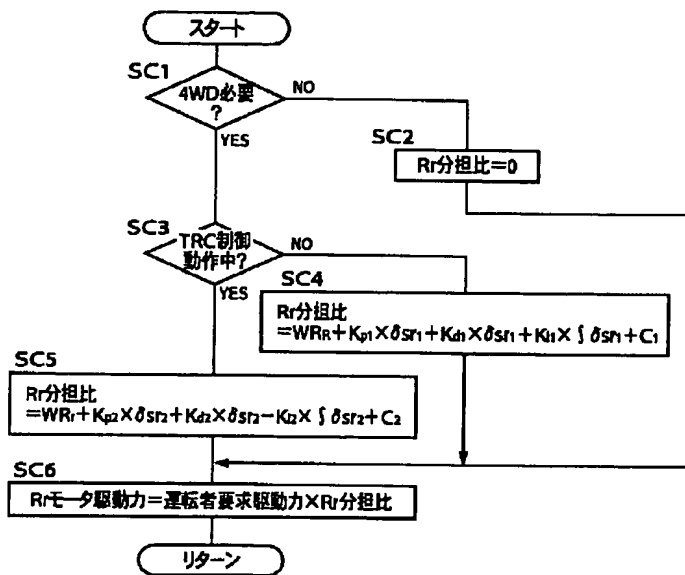
【図 14】



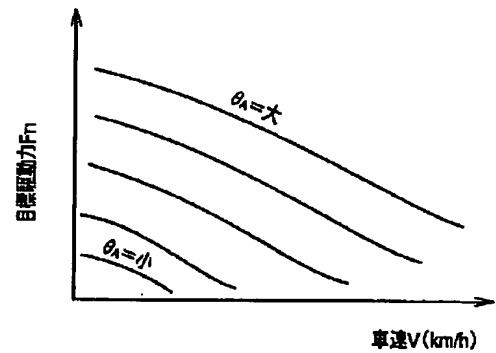
【図 18】



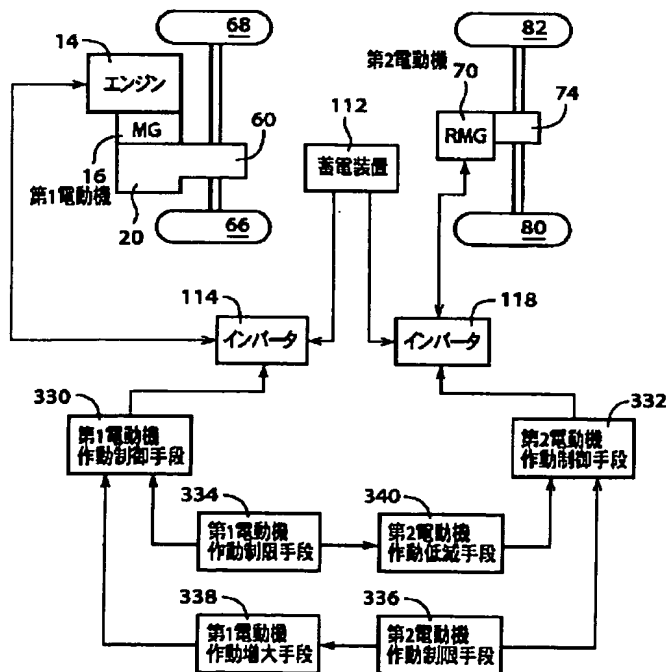
【図12】



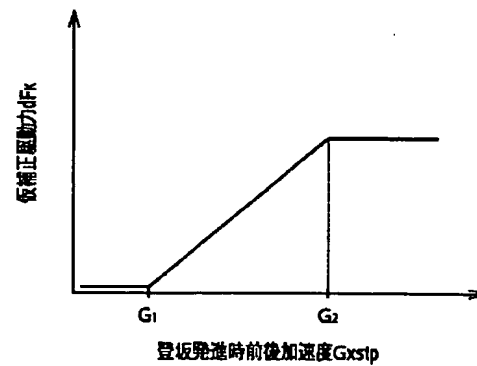
【図25】



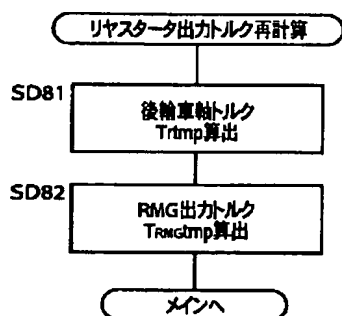
【図15】



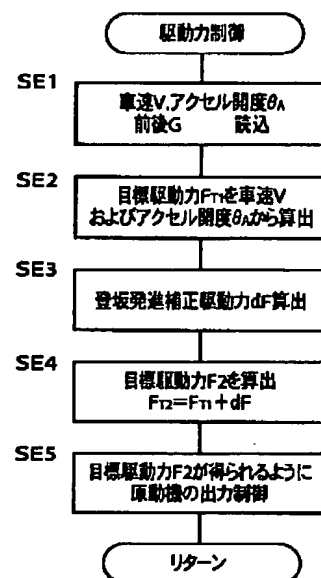
【図26】



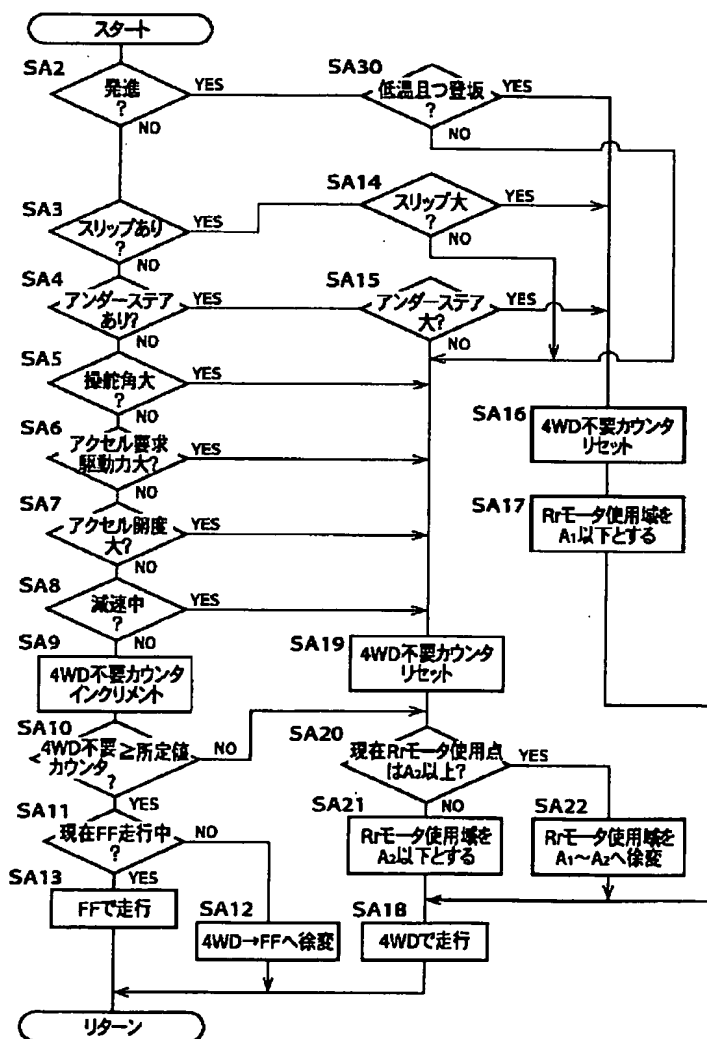
【図 22】



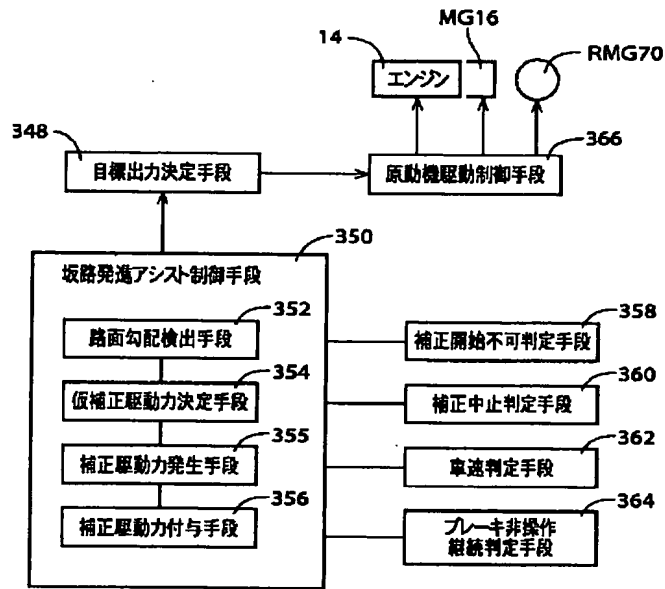
【図 29】



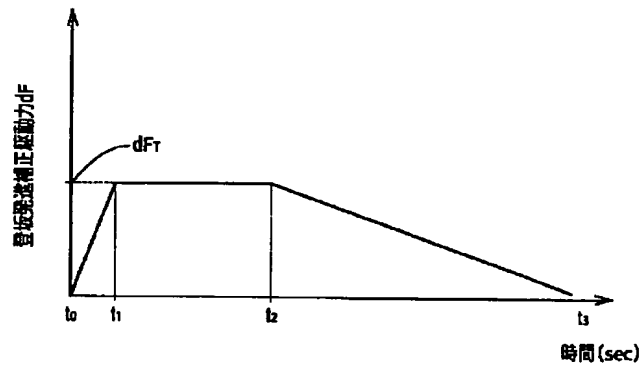
【図 23】



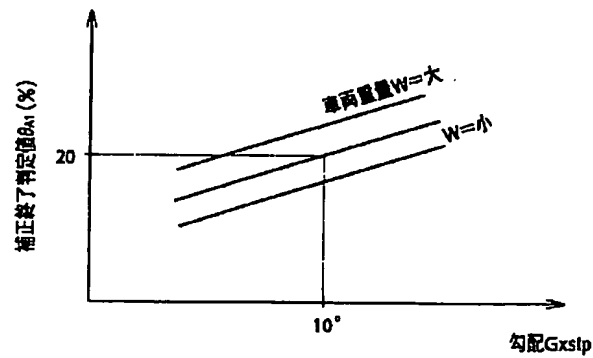
【図 24】



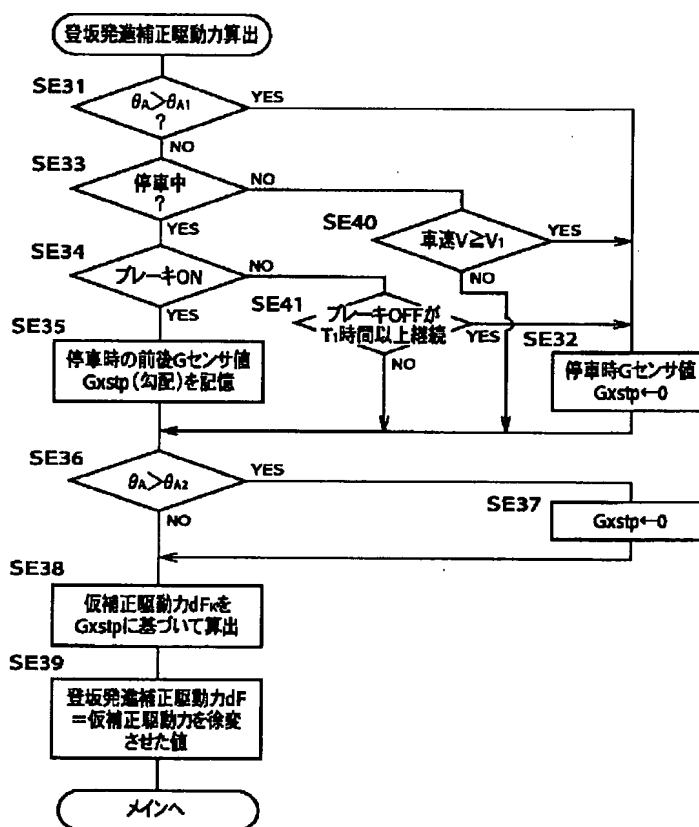
【図 27】



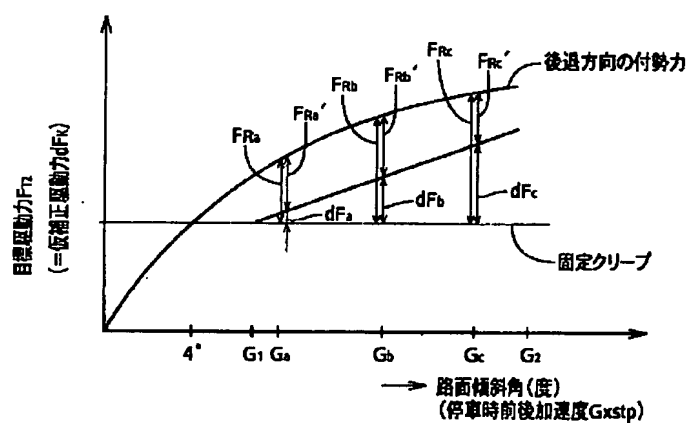
【図 28】



【图 30】



【図 3 1】



フロントページの続き

テーマコート' (参考)

B 6 0 L 11/14

ZHV

B 6 0 L 11/14

(30)

特開 2 0 0 1 - 1 7 1 3 7 7

	15/20	
F 0 2 D	29/02	
		3 4 1
	41/04	3 1 0

	15/20	J
F 0 2 D	29/02	D
		3 4 1
	41/04	3 1 0 G